

Universidade do Minho  
Escola de Engenharia

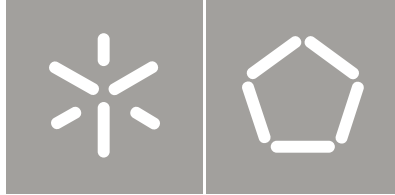
Hugo Emanuel da Costa Delgado

Permutadores de Calor Avançados

Hugo Emanuel da Costa Delgado Permutadores de Calor Avançados

UMinho | 2011

Dezembro de 2011



Universidade do Minho  
Escola de Engenharia

Hugo Emanuel da Costa Delgado

Permutadores de Calor Avançados

Tese de Mestrado  
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao  
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efectuado sob a orientação do  
Professor Doutor José Carlos Fernandes Teixeira  
Professor Doutor Delfim Fernandes Soares

## Resumo

Este trabalho tem como principal objectivo testar as espumas metálicas como um potencial substituto à utilização de alhetas nos permutadores de calor. Sendo este material recente, os estudos efectuados sobre estas ainda são escassos e na área da transferência de calor estes apenas têm sido testados em dissipadores electrónicos. Assim é relevante estudar este material em permutadores de calor de diferentes configurações.

O interesse destes materiais deve-se à sua elevada área superficial em dimensões compactas e à sua estrutura, o que permite obter maiores turbulências no fluido quando comparadas com as alhetas o que contribui para o aumento do coeficiente transferência de calor, porém a queda de pressão é maior e é necessário uma maior potencia para movimentar o fluido.

Assim, este trabalho surge com o objectivo de fazer uma profunda pesquisa a fim de caracterizar a estrutura e compreender o comportamento das espumas metálicas em termos térmicos e a sua interacção com o fluido. Para tal é construído um permutador de calor que é dimensionado com base nos resultados obtidos por outros investigadores e no final é feita uma comparação dos resultados experimentais com a teoria.

O permutador de calor construído é adaptado de uma instalação de secagem de biomassa disponível no laboratório de mecânica dos fluidos na Universidade do Minho onde é possível acoplar espumas metálicas com diversas propriedades.

No trabalho experimental verifica-se que a espuma metálica aumenta o coeficiente de transferência de calor. No entanto estes valores apresentam diferenças relativamente aos valores obtidos por outros autores, que se podem justificar devido à diferença da configuração do permutador de calor e erros experimentais. Além disto a queda de pressão obtida é inferior à anunciada pelo fabricante o que indicia a existência de fugas.

## **Abstract**

This work has as substantial objective the testing metal foams with a major substitute for the heat exchanger fins. Since this article recent studies conducted on these are still scarce and the area of heat transfer they have only been tested in electronic heat sinks. So it is relevant to study this material in heat exchangers of different configurations.

The interest of these materials due to its high area in compact dimensions and structure that allows for more turbulence in the fluid when compared with the fins which contributes to the increase of the coefficient of heat transfer, but the pressure drop is larger and greater power is required to move the fluid.

So this work appears in order to do a thorough research in order to characterize the structure and understand the thermal behavior of metal foams and their interaction with the fluid. For this is built a heat exchanger that is constructed by the adaptation of correlations derived by other researchers, and end a comparison of experimental results with theory.

The heat exchanger is constructed and adapted of a drying plant biomass available in the laboratory of fluid mechanics at the University of Minho and consists of a row of tubes where can engage with various properties of metal foams.

In experimental work it is verified that the metal foam increases the coefficient of heat transfer. However, these values differ from the values obtained by other authors, this can be justified due to the difference of the heat exchanger configuration and experimental errors. Besides the pressure drop obtained is less than advertised by the manufacturer indicating the leaks.

## **Agradecimentos**

Aos meus orientadores professores José Carlos Teixeira e Delfim Soares pelo apoio prestado no trabalho.

Aos Senhores Miguel e Victor do laboratório e da oficina do Departamento de Engenharia Mecânica que estiveram disponíveis para ajudar.

A todos os familiares e amigos.

## Índice

Resumo .....	i
Abstract.....	ii
Agradecimentos .....	iii
Índice de Figuras .....	vii
Índice de Tabelas.....	xi
Nomenclatura .....	xiii
1 Introdução .....	1
1.1 Objectivos .....	2
2 Espumas metálicas.....	3
2.1 Possíveis aplicações .....	3
2.2 Propriedades das espumas.....	3
2.2.1 Células e PPI .....	5
2.2.2 Densidade relativa e porosidade .....	7
2.2.3 Diâmetro de filamento .....	9
2.2.4 Condutibilidade térmica efectiva .....	10
2.2.5 Área superficial específica .....	12
2.3 Processos de fabrico das espumas metálicas.....	16
2.4 Desenvolvimento tecnológico .....	17
3 Desenvolvimento do protótipo .....	28

---

3.1	Cálculos preliminares .....	29
3.1.1	Simulação da transferência de calor .....	29
3.1.2	Dimensionamento do permutador de calor .....	36
3.1.3	Resultados obtidos da simulação .....	37
3.1.4	Queda de pressão .....	40
3.2	Descrição da instalação existente.....	42
3.2.1	Ventilador.....	45
3.2.2	Resistências.....	46
3.2.3	Revisão da instalação .....	47
3.3	Construção do permutador de calor .....	49
3.3.1	Escoamento paralelo ou em serpentina .....	50
3.3.2	União da espuma ao tubo .....	52
3.3.3	Medição do caudal de água.....	55
3.3.4	Medição da temperatura e pressão.....	56
4	Procedimento .....	59
5	Resultados e discussão.....	64
6	Conclusões e sugestões.....	73
6.1	Conclusões .....	73
6.2	Sugestões para trabalhos futuros.....	74
	Bibliografia .....	76
	Anexo A – Resultados experimentais e simulados .....	79

Anexo B – Dados do fabricante .....	86
Anexo C – Correlações de espumas metálicas.....	88
Transferência de calor.....	89
Queda de pressão.....	91
Anexo D – Processos de fabrico das espumas metálicas .....	93
A partir de metal fundido.....	94
Solidificação eutética de sólido – gás .....	95
Fundição de precisão .....	96
Pulverotecnologia .....	97
Sinterização de pós .....	98
Produção a partir de partículas ionizadas.....	99
Anexo E – Desenhos técnicos .....	100



## Índice de Figuras

Figura 2.1 – Diferença de uma estrutura de células abertas (esquerda) e fechadas (direita) [8] .....	4
Figura 2.2 – Tetracaidecahedron, geometria representativa da célula .....	5
Figura 2.3 – Representação do poro e da célula [8].....	6
Figura 2.4 – Diferença de porosidade entre uma espuma de 5 PPI (a) e de 40 PPI (b) [9].....	6
Figura 2.5 - Forma da secção dos filamentos em função da porosidade/densidade, a) imagem real, b)esquema [10].....	8
Figura 2.6 – Representação cúbica de uma célula da espuma.....	9
Figura 2.7 – Modelo do tetracaidecahedron com os nós cúbicos à esquerda e clarificação das coordenadas à direita.....	11
Figura 2.8 – Representação das dimensões do nó e do filamento.....	11
Figura 2.9 – Representação cúbica dos poros [14].....	13
Figura 2.10 – Tetracaidecahedron [15] .....	13
Figura 2.11 – Modelo construído em Solidworks de uma espuma 10PPI e $\epsilon=0,08$ ....	14
Figura 2.12 – Modelo do tetracaidecahedron construído em Solidworks para uma espuma de 10PPI e $dr=0,08$ .....	15
Figura 2.13 – Esquema da instalação usada por W. H. Hsieh et al [16] .....	18
Figura 2.14 – Esquema de Z. F. Huang et al [1].....	19
Figura 2.15 – Tubos concêntricos usados por C. Y. Zhao et al [11] [17], tubo alhetado (a) e tubo com espuma metálica (b).....	19

---

Figura 2.16 – Comparação dos resultados de C. Y. Zhao et al [11] [17] .....	20
Figura 2.17 – Modelo de A. Kopanidis et al [18].....	20
Figura 2.18 – Simulação térmica de A. Kopanidis et al [18].....	21
Figura 2.19 – Comparação da simulação da queda de pressão de Kopanidis com outros autores [18].....	21
Figura 2.20 - Configuração geral para testar a transferência de calor nas espumas metálicas [6] .....	22
Figura 2.21 – Resistência térmica vs potencia fornecida aos fluidos [5] .....	22
Figura 2.22 – Aplicações do método de Lu.....	24
Figura 2.23 – Resultados do coeficiente de transferência de calor de S. Mancin et al [6] .....	24
Figura 2.24 – Dissipador electrónico de placas usado para comparação da transferência de calor com as espumas metálicas.....	25
Figura 2.25 – Coeficiente de transferência de calor vs velocidade para diversas densidades de poros e dissipador electrónico [4] .....	25
Figura 2.26 – Queda de pressão vs velocidade do ar para diversas densidades de poros e dissipador electrónico [4] .....	26
Figura 2.27 – Curva característica do ventilador electrónico [4] .....	26
Figura 3.1 – Espumas a testar, 10, 20 e 40 PPI da esquerda para a direita.....	28
Figura 3.2 – Ideia do protótipo .....	28
Figura 3.3 – Representação esquemática das dimensões.....	31
Figura 3.4 – Coeficiente de transferência de calor vs velocidade do ar .....	37
Figura 3.5 – $U_{global}$ vs Comprimento da espuma $L$ e velocidade do ar a 5,3 m/s	38

---

Figura 3.6 – Rendimento $\eta$ vs comprimento e 5,3 m/s .....	39
Figura 3.7 – Coeficiente de transferência de calor vs porosidade .....	39
Figura 3.8 – Coeficiente de transferência de calor vs PPI.....	40
Figura 3.9 – Esquema da instalação de secagem de biomassa adaptado [25] .....	43
Figura 3.10 – Aspecto da instalação usada nos testes experimentais.....	44
Figura 3.11 - Ventilador.....	45
Figura 3.12 – Manómetro de pressão Love .....	45
Figura 3.13 – Controlador da instalação.....	47
Figura 3.14 – Caixa das resistências .....	48
Figura 3.15 – Escoamento paralelo.....	50
Figura 3.16 – Escoamento em serpentina .....	52
Figura 3.17 – Espuma de testes (emaranhado) .....	52
Figura 3.18 – Cola de prata para unir alumínio com cobre .....	54
Figura 3.19 – Massa térmica na interface do tubo/espuma.....	54
Figura 3.20 – Esquema do secador adaptado .....	55
Figura 3.21 – Reservatório de água.....	56
Figura 3.22 – Esquema a mostrar a posição dos termopares que medem a água.....	56
Figura 3.23 – Aspecto do tubo de cobre usado nos testes .....	57
Figura 3.24 – Esquema lateral do secador .....	58
Figura 5.1 – Resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor em função da velocidade do ar .....	64

Figura 5.2 – Coeficiente de transferência de calor com espuma vs velocidade do ar .	65
Figura 5.3 – Coeficiente de transferência de calor vs densidade porosa para a velocidade do ar a 5,3 m/s.....	65
Figura 5.4 – Coeficiente de transferência de calor sem espuma vs velocidade do ar .	68
Figura 5.5 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds .....	68
Figura 5.6 – Número de Reynolds em função da velocidade .....	69
Figura 5.7 – Queda de pressão normalizada para a espuma 10 PPI .....	70
Figura 5.8 – Queda de pressão normalizada para a espuma 20 PPI .....	70
Figura 5.9 – Queda de pressão normalizada para a espuma 40 PPI .....	71
Figura 5.10 – Comparação da queda de pressão para as diversas amostras .....	72
Figura 6.1 – Esquema da instalação após reconstrução .....	74
Figura B.1 – Área superficial específica [8].....	87
Figura B.2 – Queda de pressão normalizada x velocidade Darciana [8].....	87
Figura D.1 – Processo de expansão directa .....	94
Figura D.2 - Processo usando um elemento expensor.....	95
Figura D.3 – Espuma produzida através da solidificação eutectica .....	95
Figura D.4 – Processo de fundição de precisão .....	96
Figura D.5 – Processo de Pulverotecnologia .....	97
Figura D.6 - Processo de Pulverotecnologia em moldes .....	98
Figura D.7 – Exemplos de materiais obtidos por sinterização .....	98
Figura D.8 – Processo a partir de partículas ionizadas.....	99

## Índice de Tabelas

Tabela 2.1 – Comparação da área específica efectiva através de vários métodos (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ).....	16
Tabela 2.2 – Comparação dos diâmetros de filamento (mm) .....	16
Tabela 2.3 – Comparação do coeficiente de transferência de calor para a mesma energia do fluido (adaptado de [4]) .....	27
Tabela 4.1 – Velocidade obtidas no secador para as diversas frequências do ventilador para 10 PPI.....	59
Tabela 4.2 – Propriedades dos fluidos.....	62
Tabela 4.3 – Propriedade do ar nos testes de queda de pressão .....	63
Tabela 4.4 – Propriedades da espuma metálica .....	63
Tabela 5.1 – Coeficientes da correlação e respectivos erros .....	69
Tabela 5.2 – Resultados experimentais da permeabilidade .....	72
Tabela 5.3 – Resultados experimentais do coeficiente de inércia .....	72
Tabela A.1 – Resultados experimentais da transferência de calor para 10 PPI .....	80
Tabela A.2 – Resultados experimentais da transferência de calor para 20 PPI .....	81
Tabela A.3 – Resultados experimentais da transferência de calor para 40 PPI .....	82
Tabela A.4 – Resultados experimentais da transferência de calor apenas para o tubo de cobre.....	83
Tabela A.5 – Coeficiente de transferência de calor simulado em função da velocidade .....	84
Tabela A.6 – Coeficiente de transferência de calor simulado em função do comprimento da espuma ( <i>L</i> ) .....	84

---

Tabela A.7 – Rendimento da alheta ( $\eta$ ) simulado em função do comprimento da alheta ( $L$ ) .....	84
Tabela A.8 – coeficiente de transferência de calor simulado da amostra 10PPI em função da porosidade .....	84
Tabela A.9 – Coeficiente de transferência de calor simulado em função do PPI.....	85
Tabela A.10 – Queda de pressão normalizada para 10 PPI (Pa/m).....	85
Tabela A.11 - Queda de pressão normalizada (Pa/m) para 20 PPI.....	85
Tabela A.12 – Queda de pressão normalizada (Pa/m) para 40 PPI.....	85
Tabela A.13 – Comparação dos valores experimentais para as diversas amostras ....	85

## Nomenclatura

### Simbolos

$A$	Área	$[m^2]$
$a$	Raio da secção do filamento	$[m]$
$c_p$	Calor específico a pressão constante	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
$h$	Coeficiente de transferência de calor inter-facial	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
$k$	Condutibilidade térmica	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
$K$	Permeabilidade	$[m^{-2}]$
$L$	Comprimento da espuma ou do filamento	$[m]$
$\dot{m}$	Caudal mássico	$[kg/s]$
$Nu$	Número de Nusselt	$[-]$
$Pr$	Número de Prandtl	$[-]$
$PPI$	Poros por polegada	$[in^{-1}]$
$p$	Pressão	$[Pa]$
$\dot{Q}$	Potência térmica	$[W]$
$r$	Comprimento da aresta do nó cúbico	$[m]$
$Re$	Número de Reynolds	$[-]$
$R$	Resistência térmica	$[m^2.K/W]$
$T$	Temperatura	$[K], [^{\circ}C]$
$U$	Coeficiente de transferência de calor global	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$

$u$	Velocidade	[m/s]
-----	------------	-------

#### Símbolos gregos

$\eta$	Rendimento	[-]
$\varepsilon$	Porosidade	[%]
$\rho$	Massa volúmica	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	Viscosidade dinâmica	[kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ]

#### Subscritos

<i>água</i>	Água
<i>ar</i>	Ar
<i>c</i>	Cobre
<i>x</i>	Comprimento característico
<i>D</i>	Diâmetro externo dos tubos
<i>d</i>	Diâmetro interno dos tubos
<i>in</i>	Entrada
<i>f</i>	Filamentos, espuma
2	Ponto final
1	Ponto inicial
<i>p</i>	Poro
<i>out</i>	Saída (final)



$s$  Fase sólida da espuma metálica

$v$  Fase vazia da espuma metálica

# 1 Introdução

O desenvolvimento massivo da indústria bem como a subida dos preços da energia desde a década de 70 foram factores preponderantes para o desenvolvimento de dispositivos cada vez mais potentes e construí-los de forma a serem mais eficientes [1].

A conversão, utilização e recuperação de energia na maioria das aplicações industriais, comerciais e domésticas envolvem processos de transferência de calor [2]. Este aspecto fez com que se procurassem e desenvolvessem novas técnicas de aumento de transferência, uma vez que a troca de calor melhorada pode aumentar significativamente a eficiência térmica em aplicações, assim como a economia do seu projecto e operação bem como resultar em projectos mais compactos.

Desde a década de 70 tem-se verificado um aumento exponencial do registo de patentes sobre técnicas para aumentar o coeficiente de transferência de calor [2]. As técnicas que se realçaram consistem essencialmente em reduzir a resistência térmica num permutador de calor convencional promovendo desta forma um maior coeficiente de transferência de calor por convecção com ou sem aumentos de área de superfície. As diversas opções passam por exemplo em aumentar a área de transferência de calor à custa de uma queda de pressão, induzir vibrações, alteração das propriedades dos fluidos, aumentar a rugosidade por forma a provocar a transição para regime turbulento.

O aparecimento das espumas metálicas de elevada porosidade e com propriedades diversas nos anos 50 do século XX tem despertado o interesse da comunidade científica em várias aplicações como por exemplo: isolantes acústicos, estruturas mais leves, aumentar a eficiência em pilhas (indústria química) e mais recentemente na transferência de calor.

O interesse em aplicações de transferência de calor deve-se à sua característica de possuir uma enorme área superficial específica ( $\text{m}^2/\text{m}^3$ ) bem como poderem ser produzidas a partir de materiais de elevada condutividade, como o alumínio e o cobre, uma queda de pressão maior é induzida, porém, o aumento da turbulência induzida no fluido pode compensar este facto.

Consoante as propriedades das espumas estas podem ter densidades de área compreendidas entre 600 e 3000 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> e se estas forem comprimidas é possível chegar a valores de 10000 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>. Para comparação, um permutador de calor compacto requer pelo menos 700 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>, um radiador de um automóvel tem aproximadamente 600 a 1000 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>, e os regeneradores das turbinas a gás 3000 a 6000 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> [3], pelo que existe um grande potencial de as espumas tornarem os permutadores de calor mais compactos.

Diversos autores [4][5][6] têm realizado testes experimentais para dissipadores de calor electrónicos, onde as tradicionais alhetas são substituídas por uma espuma metálica. Estes autores têm comprovado que há um aumento de transferência de calor isto apesar de aumentar a quantidade de energia necessária para movimentar o fluido (ar), devido ao aumento da queda de pressão. No entanto o balanço global favorece as espumas metálicas.

O ar como fluido de transferência de calor é mais barato e seguro, por exemplo para os dissipadores electrónicos é possível dissipar o calor através de um líquido e obter eficiências maiores, no entanto qualquer fuga pode causar danos definitivos. Em outras aplicações é praticamente impossível substituir o gás por um líquido, como por exemplo, quando se pretende recuperar calor de gases de combustão no caso de um esquentador doméstico.

Sendo que a utilização das espumas para transferir calor é uma área pouco desenvolvida teoricamente e estes apenas têm sido testados em dissipadores de calor electrónicos, pretende-se com este trabalho testar a viabilidade destes novos materiais para permutadores de calor de diferentes configurações.

## **1.1 Objectivos**

O principal objectivo deste trabalho é fazer primeiramente uma profunda pesquisa a fim de caracterizar a estrutura, compreender o comportamento das espumas metálicas termicamente e a sua interacção com o fluido. Seguidamente este objectivo é completado com a realização de testes experimentais onde se constrói uma instalação de testes que permita estudar espumas metálicas de propriedades diferentes com a finalidade de quantificar o aumento do coeficiente de transferência de calor e queda de pressão.

## **2 Espumas metálicas**

Este capítulo tem a finalidade de dar a conhecer as espumas metálicas, aqui são abordadas profundamente as propriedades que as caracterizam, processos de fabrico, quais as suas possíveis aplicações e por fim estudos realizados por outros autores no âmbito da transferência de calor.

### **2.1 Possíveis aplicações**

As espumas de alumínio têm vindo a ser identificadas como uma nova classe de materiais que poderá ser usada em estruturas ultraleves. As suas potenciais aplicações situam-se na indústria de transportes, nomeadamente no sector automóvel, ferroviário e aeronáutico. Estes materiais exibem propriedades únicas que derivam da sua natureza metálica em combinação com a sua estrutura celular. As principais propriedades, tais como a elevada capacidade de absorção de energia, a elevada relação entre a resistência mecânica e o peso, a baixa densidade e a elevada capacidade de amortecimento de ruído e vibrações poderão alargar o seu campo de aplicação. Por exemplo, estes materiais poderão ser utilizados como barras protectoras frontais e laterais, reforço da carroçaria, tectos de abrir e capots [7]. Recentemente estes materiais têm sido testados com permutadores de calor devido à sua elevada área superficial específica e ao facto da sua estrutura provocar uma turbulência maior no fluido.

### **2.2 Propriedades das espumas**

Estes materiais são identificados por serem constituídos por uma rede ou matriz tridimensional de material sólido, com paredes planas ou filamentos (consoante sejam células fechadas ou abertas) que se formam em torno das suas células ou bolhas, sendo a célula normalmente uma “esfera de ar”.

As diversas células de uma espuma são todas de dimensões e forma semelhante e estão organizadas tridimensionalmente de forma a que a estrutura fique o mais compacta possível e que a sua distribuição seja uniforme no espaço [8].

A estrutura das espumas corresponde a arranjos tridimensionais de células que podem ser divididas em dois grupos – de células abertas e de células fechadas, como se exemplifica na Figura 2.1.

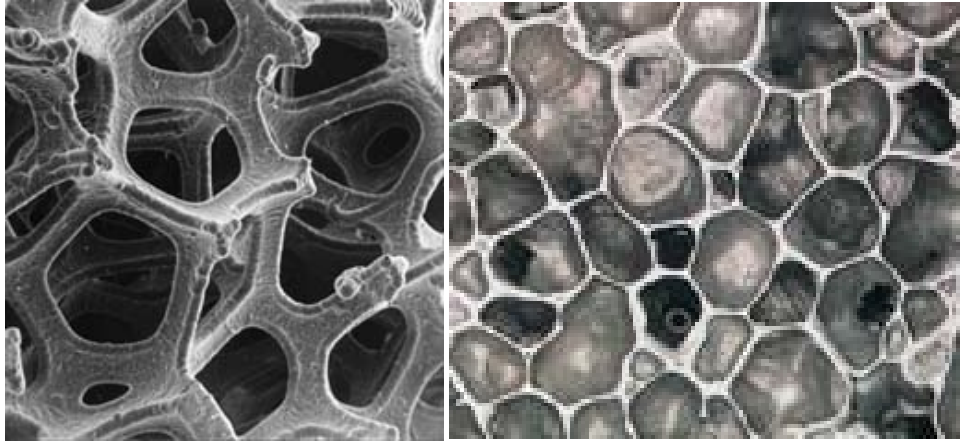


Figura 2.1 – Diferença de uma estrutura de células abertas (esquerda) e fechadas (direita) [8]

O primeiro grupo de espumas, constituído por células abertas, que partilham entre si somente as arestas, permite que o fluido atravessasse a espuma metálica. Em contrapartida o segundo grupo, constituído por células fechadas, partilham entre si as paredes (faces) e as arestas (filamentos), pelo que as células são individuais.

Esta diferença deve-se ao facto de durante o processo de fabrico as faces serem removidas, dando origem a janelas partilhadas com outras células criando assim uma "célula aberta", deixando apenas os perímetros da janela interligados e formando entre si uma estrutura reticulada.

As suas propriedades, tais como o tamanho da célula, espessura das faces ou das arestas, a forma e a estrutura celular das espumas metálicas, são controladas mediante a escolha do processo de fabrico ou manipulando os parâmetros de processamento.

Devido ao facto das células abertas serem “interligadas” através de janelas (que se designam por poros), as espumas de célula aberta são comumente designadas como materiais porosos. Sendo as espumas de células abertas usadas neste trabalho experimental é sobre estas que se debruçou mais a caracterização.

A célula de uma espuma aberta tem em média 14 janelas ou faces, sendo que a sua estrutura é geralmente aproximada a um poliedro de 14 faces que se designa por tetracaidecahedron (ver Figura 2.2). Este é um arranjo de 8 hexágonos e 6 quadrados, sendo que cada face representa um poro na espuma metálica e as arestas formam entre si uma estrutura reticulada a qual representam os filamentos.

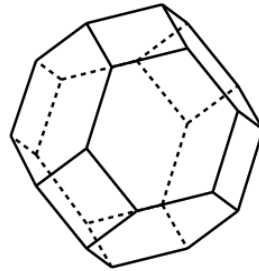


Figura 2.2 – Tetracaidecahedron, geometria representativa da célula

Ao contrário do favo de mel, esta estrutura aberta unicelular é idêntica nas três direcções, sendo considerada uma espuma "isotrópica". Assim, como todos os ligamentos estruturais ou suportes estão interligados, a porosidade aberta da célula também é interligada, permitindo que o fluido possa passar livremente através de espuma.

Assim sendo cada poro é o mesmo entre duas células e cada filamento ou estrutura é compartilhada por três bolhas ou células adjacentes, onde frequentemente a secção deste filamento tende a formar uma forma triangular.

A estrutura das espumas de célula aberta é geralmente caracterizada tendo em conta duas propriedades independentes descritas a seguir. Estas propriedades não dependem do material base da espuma, apenas caracterizam a quantidade de material e a forma como este está distribuído no espaço.

### 2.2.1 Células e PPI

Em qualquer célula, os poros poligonais representados no tetracaidecahedron da Figura 2.2 são na verdade de dois ou três diâmetros diferentes e formas características, mas para fins de designação, eles são simplificados para uma dimensão média e forma circular [8]. O número destes poros que preenche uma polegada é designado por “poros por polegada” (PPI) e é uma forma de caracterizar o tamanho dos poros.

Um diâmetro de poro médio é de cerca de 50% a 70% do diâmetro da sua célula, assim, um poro de 10 PPI de espuma equivale a cerca de 5 a 7 bolhas por polegada.

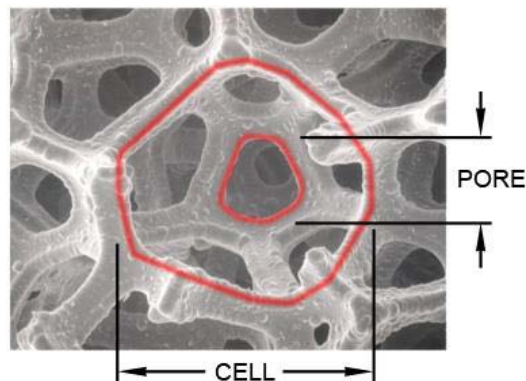


Figura 2.3 – Representação do poro e da célula [8]

O diâmetro dos poros da espuma define como finamente a fase sólida de uma espuma é dividida e organizada no espaço. A forma da célula e dos filamentos (as arestas da célula) é sempre constante, mas um poro de uma espuma de 5 PPI será visualmente mais aberto que um de 40 ou 100 PPI (Figura 2.4). Assim, a dimensão dos poros da espuma afecta directamente o tamanho dos filamentos, tamanho da secção transversal dos filamentos e o diâmetro dos poros. Por sua vez, esta propriedade determina a área superficial específica e a resistência ao escoamento do fluido, entre outros parâmetros.

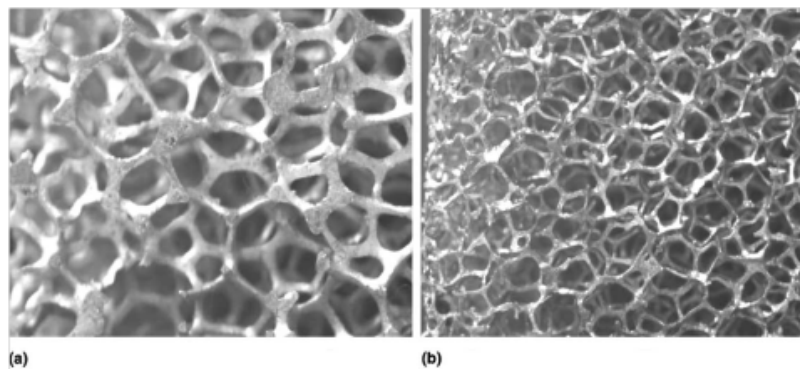


Figura 2.4 – Diferença de porosidade entre uma espuma de 5 PPI (a) e de 40 PPI (b) [9]

As espumas de carbono e cerâmicas podem ser produzidas de 5 a 100 poros por polegada enquanto as espumas de alumínio podem ser produzidas de 5 a 40 poros por polegada, sendo as dimensões mais usuais 5, 10, 20 e 40 PPI.

### 2.2.2 Densidade relativa e porosidade

A densidade relativa é a massa de material num bloco de espuma dividido pela massa de um bloco maciço com as mesmas dimensões da espuma e do mesmo material. As densidades relativas típicas para as espumas Duocel são de cerca de 2% a 15%, dependendo do material que está sendo expandido. Esta propriedade vem usualmente representada em valores percentuais. No entanto na maioria das equações geralmente utiliza-se o valor nominal que é dado pela seguinte equação:

$$d_r = \frac{V_s}{V_v} \quad (2.1)$$

Esta propriedade também pode ser definida como "densidade de massa", "volume morto", "porosidade", "fracção sólida", e uma série de outros termos, dependendo da época e da aplicação industrial [8]. Densidade Relativa é actualmente a designação padrão para esta característica adimensional, pois é uma descrição mais precisa e inequívoca, e relaciona-se directamente com as propriedades do material. No entanto ainda existem muitos autores que se referem preferencialmente à porosidade, ao invés da densidade relativa, sendo ainda possível encontrar muitas equações em função da porosidade. A porosidade representa o espaço vazio em relação ao volume da espuma e é dada pela seguinte equação:

$$\varepsilon = 1 - d_r \quad (2.2)$$

Enquanto que o diâmetro dos poros controla o número e o tamanho dos ligamentos de espuma, a densidade relativa controla a forma de secção transversal dos filamentos como é possível observar na Figura 2.5.

Atendendo a que cada filamento é partilhado com três células, para baixas densidades a secção transversal dos filamentos tende a tomar uma forma triangular.



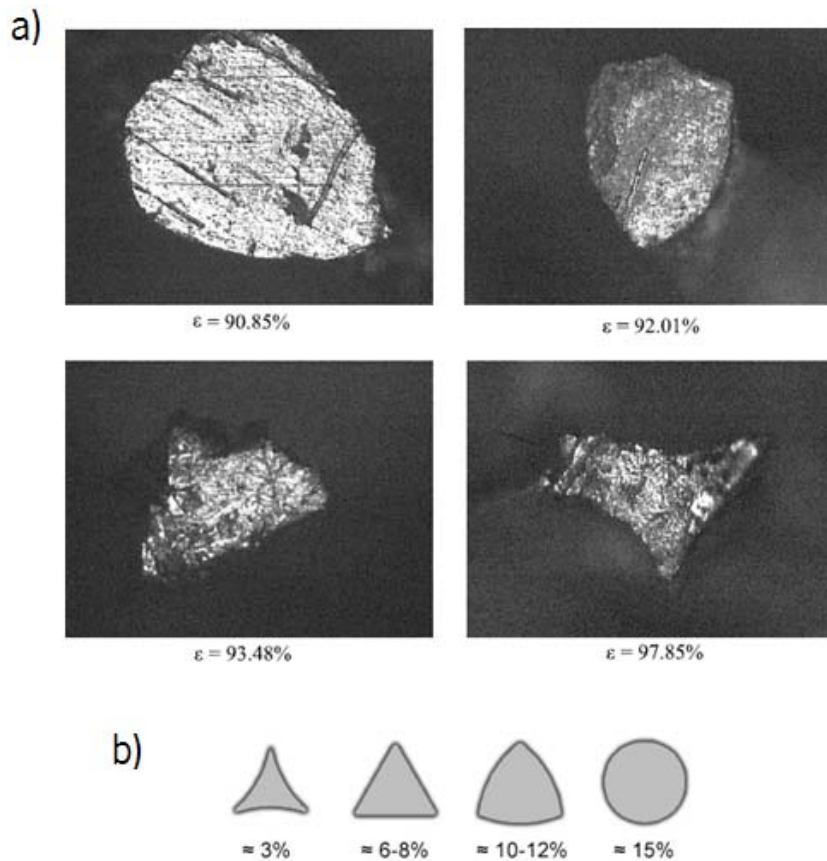


Figura 2.5 - Forma da secção dos filamentos em função da porosidade/densidade, a) imagem real, b) esquema [10]

Para densidades relativas superiores a 15% a secção transversal dos filamentos tem forma circular [8].

As propriedades descritas anteriormente servem para caracterizar totalmente a estrutura de uma espuma metálica. Para além dessas propriedades existem outras, mas podem ser obtidas a partir das anteriores, tais como a tortuosidade a permeabilidade e a área superficial específica, bem como outras dimensões, tais como: o diâmetro, comprimento dos filamentos e tamanho das células.

De referir que as propriedades anteriores não dependem do material de que são formadas, este apenas é relevante para o cálculo da condutibilidade térmica efectiva que é descrito no capítulo 2.2.4.

### 2.2.3 Diâmetro de filamento

O diâmetro dos filamentos pode ser estimado através da equação 2.3, que é deduzida pressupondo a aproximação da estrutura da espuma a uma estrutura cúbica:

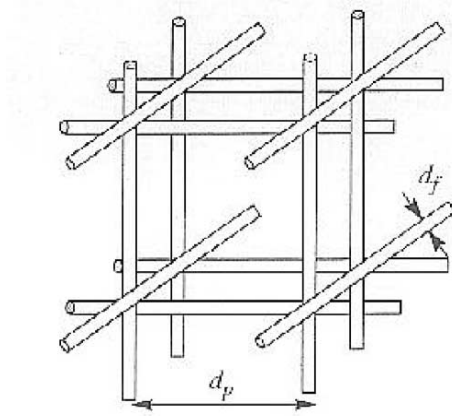


Figura 2.6 – Representação cúbica de uma célula da espuma

$$\frac{d_f}{d_p} = 2 \sqrt{\frac{(1 - \varepsilon)}{3\pi}} \quad (2.3)$$

Devido à variação da forma da secção transversal das fibras com a porosidade então a equação 2.3 é afectada por um coeficiente de forma ( $G$ ) com o objectivo de aproximar a forma triangular (típica em elevadas porosidades), a uma forma circular, este coeficiente é definido por:

$$G = 1 - e^{-\frac{1-\varepsilon}{0.04}} \quad (2.4)$$

Substituindo na equação 2.3 fica:

$$\frac{d_f}{d_p} = 2 \sqrt{\frac{(1 - \varepsilon)}{3\pi}} \frac{1}{1 - e^{-\frac{1-\varepsilon}{0.04}}} \quad (2.5)$$

A equação 2.5 designada por equação de Battacharya, pode ser ainda modificada de forma a reflectir a diferença que existe entre a estrutura cúbica e o tetrakaidecahedron e que se designa por equação de Calmidi [10]:

$$\frac{d_f}{d_p} = 1,18 \sqrt{\frac{(1 - \varepsilon)}{3\pi}} \frac{1}{1 - e^{-\frac{1-\varepsilon}{0.04}}} \quad (2.6)$$

Outros métodos consistem em construir o modelo tridimensional que é descrito no sub capítulo da área superficial específica.

## 2.2.4 Condutibilidade térmica efectiva

Atendendo que a espuma metálica é constituída por uma fase sólida e uma fase fluida, as propriedades variam em função das características e da quantidade do material da fase sólida. Deste modo, é necessário um método de cálculo para a obtenção desse valor, tendo já surgido vários métodos propostos por diferentes autores. A condutibilidade efectiva consiste na capacidade do meio poroso em conduzir calor, assumindo o fluido em repouso.

O primeiro método, e mais simples, foi proposto por Maxwell e Lord Rayleigh [11] em 1983 e consiste basicamente em:

$$k_e = k_{ar} - (1 - \varepsilon)k_f \quad (2.7)$$

De notar que a equação anterior não fornece o valor real da condutibilidade efectiva mas dá uma noção do valor máximo que é possível atingir.

Apesar de existirem muitos métodos para obter o cálculo de  $k_e$ , sendo que alguns até contabilizam a transferência de calor devido à radiação, o mais referido na bibliografia, foi proposto por Boomsma e Poulikatos [12].

O método de Boomsma e Poulikatos consiste em calcular a resistências térmicas de um filamento tendo em conta as ligações deste. Para obter o seu cálculo o filamento é dividido em quatro partes ( $L_A, L_B, L_C, L_D$ ) como é possível observar na Figura 2.7 e Figura 2.8, onde o cálculo de cada parte é dado respectivamente pelas equações ( $R_A, R_B, R_C, R_D$ ).

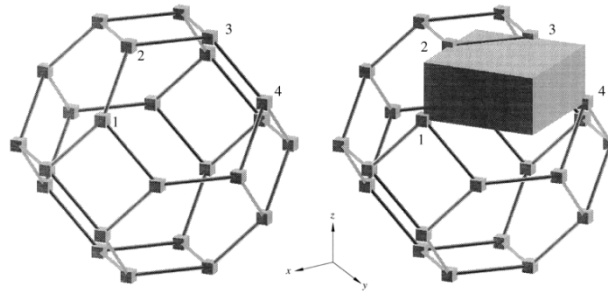


Figura 2.7 – Modelo do tetrakaidecahedron com os nós cúbicos à esquerda e clarificação das coordenadas à direita.

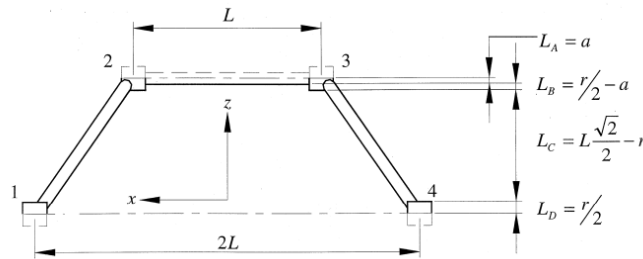


Figura 2.8 – Representação das dimensões do nó e do filamento.

onde  $L$  é comprimento do filamento,  $r$  comprimento da aresta do nó cúbico,  $a$  é o raio do filamento.

A condutibilidade efectiva ( $k_e$ ) é dada pela seguinte equação:

$$k_e = \frac{\sqrt{2}}{2(R_A + R_B + R_C + R_D)} \quad (2.8)$$

onde:

$$R_A = \frac{4d}{2e^2 + \pi d(1 - e))k_s + (4 - 2e^2 - \pi d(1 - e))k_f} \quad (2.9)$$

$$R_B = \frac{(e - 2d)^2}{(e - 2d)e^2k_s + (2e - 4d - (e - 2d)e^2)k_f} \quad (2.10)$$

$$R_c = \frac{(\sqrt{2} - 2e)^2}{2\pi d^2(1 - 2e\sqrt{2})k_s + 2(\sqrt{2} - 2e - \pi d^2(1 - 2e\sqrt{2}))k_f} \quad (2.11)$$

$$R_D = \frac{2e}{e^2 k_s + (4 - e^2)k_f} \quad (2.12)$$

onde  $d$  é o raio do filamento adimensional e vem:

$$d = \sqrt{\frac{\sqrt{2}(2 - \left(\frac{5}{8}\right)e^2\sqrt{2} - 2e)}{\pi(3 - 4e\sqrt{2} - e)}} \quad (2.13)$$

o valor de  $e$  é uma constante e igual a 0,339

### 2.2.5 Área superficial específica

O cálculo da área superficial específica pode ser conseguido através de fórmulas ou através da construção de um modelo geométrico que aproxime a geometria da espuma real.

A fórmula mais simples é a encontrada no trabalho de Stone et al [3] e é dada por:

$$\alpha_f = \frac{2\sqrt{3}\pi}{a} \rho^{\frac{1}{2}} \quad (2.14)$$

Onde  $a$  assume os valores de 2, 1 e 0,5 para 10, 20 e 40 PPI respectivamente.

Phanikumar e Mahajan [13] apresentaram o seu método, construído com base no tetrakaidecahedron, que contabiliza a variação da geometria dos filamentos em função da porosidade ou da densidade relativa:

$$\alpha_f = \frac{3\pi d_f}{(0,59d_p)^2} \left(1 - \exp\left(-\frac{1 - \varepsilon}{0,04}\right)\right) \quad (2.15)$$

em que  $d_f$  é dado pela equação 2.6.

A área específica também pode ser obtida construindo um modelo tridimensional no “Solidworks” e recorrendo à função “propriedades” do próprio programa. O procedimento consiste em variar o diâmetro do filamento até obter a densidade da espuma.

O método mais simples consiste em aproximar os poros da espuma metálica a cubos como está representado na Figura 2.9,

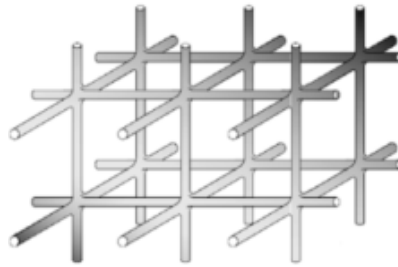


Figura 2.9 – Representação cúbica dos poros [14]

onde o espaçamento dos tubos (lado da quadricula) é igual ao diâmetro do poro.

O segundo modelo mais complexo baseia-se em aproximar a célula a um polígono com 14 lados que se designa tetrakaidecahedron e está representado na Figura 2.10 [15].

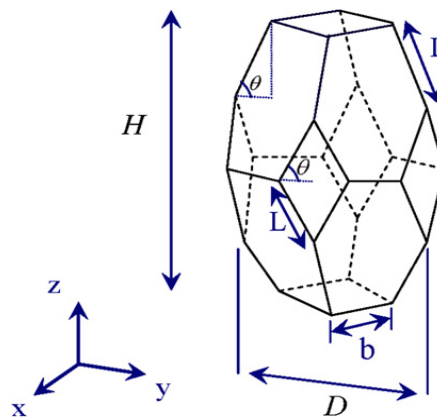


Figura 2.10 – Tetrakaidecahedron [15]

Como as células se aproximam a uma esfera, então o modelo em questão pode-se simplificar, sendo que podemos assumir que  $L=b$ ,  $H=D$  e  $\theta=45^\circ$ .

$H$  é igual ao diâmetro da célula, este diâmetro pode ser estimado através do tamanho do poro que segundo Duocel [8] assume uma relação aproximada de:

$$\frac{D_p}{H} = 0,6 \quad (2.16)$$

Assim, as dimensões do tetrakaidecahedron podem ser obtidas através das seguintes fórmulas [15]:

$$H = 4L\sin\theta \quad (2.17)$$

$$D = 2L\cos\theta + \sqrt{2}b \quad (2.18)$$

Como  $H=D$  basta aplicar uma das equações anteriores para obter a dimensão da aresta do tetrakaidecahedron.

$$L = \frac{H}{4\sin\theta} \quad (2.19)$$

Para obter o diâmetro dos filamentos que constituem a espuma metálica podemos aplicar a seguinte equação [15]:

$$\varepsilon = \frac{2A(2L + b)}{L\sin\theta(2L\cos\theta + \sqrt{2}b)^2} \quad (2.20)$$

Como a densidade é fornecida pelo fabricante, então resolve-se a equação para obter a área da secção dos filamentos (em ordem a  $A$ ) e consequentemente calcula-se  $d_f$ .

Com o *tetrakaidecahedron* desenhado em *Solidworks*, é fácil expandir o modelo elementar até obter as dimensões da espuma metálica ou até mesmo desenhar um cubo para se saber por exemplo, qual é a área por metro cúbico de espuma.

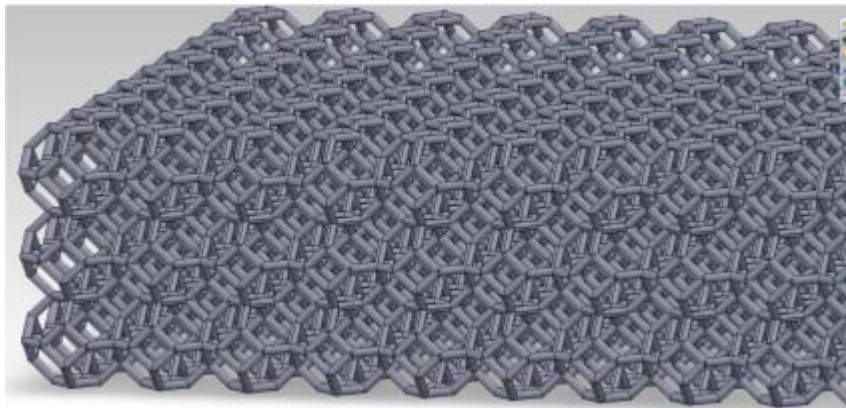


Figura 2.11 – Modelo construído em Solidworks de uma espuma 10PPI e  $\varepsilon=0,08$

Uma vez desenhado o modelo é relativamente fácil e rápido alterar as suas dimensões. No entanto, quando se aumenta o valor de PPI têm-se um maior número de células e por sua vez o programa Solidworks requer uma capacidade enorme de processamento.

Desta forma foi criado um modelo mais simples, que se baseia em apenas dois tetrakaidecahedron como mostra a Figura 2.12, onde o objectivo é saber qual a área que é partilhada entre duas bolhas. Posteriormente é possível calcular a área total da espuma com o auxílio de uma folha de Excel, tendo por base o número de filamentos partilhados em toda a espuma. Este método, como requer uma menor capacidade de processamento, é bem mais rápido que o apresentado na Figura 2.11 e conduz aos mesmos resultados, como seria de esperar.

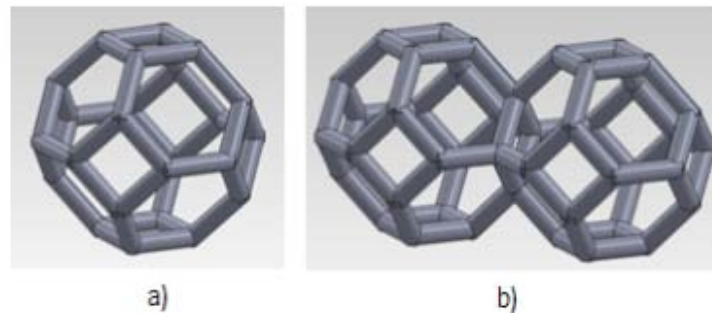


Figura 2.12 – Modelo do tetrakaidecahedron construído em Solidworks para uma espuma de 10PPI e  $d_r=0,08$

Os modelos construídos em *Solidworks* foram simplificados em diversos aspectos, nomeadamente a forma da secção do filamento que foi aproximada a um círculo e o tamanho da célula é um valor aproximado, uma vez que a relação  $D_p/H$  da equação 2.3 pode estar compreendida entre 0,5 e 0,7.

As densidades de áreas podem ser comparadas com os valores do fabricante, (que se encontram no anexo B), assim como é possível observar que as formulas deduzidas por outros autores apresentam desvios consideráveis em relação aos valores reais (Duocel), pelo que o método do tetrakaidecahedron é o que apresenta uma maior convergência com os valores reais excepto para 40 PPI que é o cubo que apresenta maior proximidade.



Tabela 2.1 – Comparação da área específica efectiva através de vários métodos (m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>)

Método	10 PPI	20 PPI	40 PPI
Cubo	465	878	1672
Tetrakaidecahedron	691	1284	2334
Phanikumar e Mahajan [13]	1159	2318	4635
Stone et al [3]	868	1737	3473
Duocel [8]	748	1260	1772

Para o diâmetro dos filamentos os valores obtidos foram os seguintes:

Tabela 2.2 – Comparação dos diâmetros de filamento (mm)

Método	10 PPI	20 PPI	40 PPI
Cubo	0,70	0,37	0,19
Tetrakaidecahedron	0,45	0,23	0,12
Battacharya [10]	0,54	0,27	0,14
Calmidi [10]	0,32	0,16	0,08

O diâmetro do filamento não é fornecido pelo fabricante o que torna difícil saber qual é o método que mais se aproxima à realidade. No entanto, como para a área específica efectiva o resultado dado pelo modelo do tetrakaidecahedron é o que mais se aproxima, então também se considerou os valores deste método para a determinação do diâmetro do filamento.

## 2.3 Processos de fabrico das espumas metálicas

Pela escolha de um processo de fabrico apropriado ou mesmo através da manipulação dos parâmetros de um determinado processo, poder-se-ão obter diferentes estruturas celulares no que respeita à morfologia (forma e tamanho das células) mais adequada para cada aplicação [7]. Por exemplo, controlando um determinado processo é possível obter espumas de células fechadas equiaxiais e definir o alongamento destas. Também é através da escolha ou manipulação do processo de fabrico que se define se a espuma é aberta ou fechada.

A ideia das espumas metálicas surge nos anos 50, sendo tão antiga como as espumas poliméricas. Contudo, enquanto que o fabrico das espumas poliméricas revelou ser extremamente fácil, o mesmo não sucedeu com as espumas metálicas, em que o seu uso foi limitado devido às dificuldades encontradas no seu fabrico e também aos elevados custos envolvidos na sua produção. A ideia foi então abandonada pela comunidade científica e só no

princípio dos anos 90, é que começou a ter algum interesse para aplicações mais correntes. Nessa altura surgem então algumas patentes e artigos científicos descrevendo processos de fabrico aparentemente viáveis industrialmente.

De acordo com o estado inicial do metal fundido, pó ou ionizado os principais processos de fabrico são os seguintes:

- A partir de metal fundido:
  - Expansão directa do metal fundido;
  - Solidificação eutética de sólido-gás;
  - Fundição de precisão;
- A partir de pós metálicos:
  - Pulverotecnologia;
  - Sinterização de pós;
- A partir de partículas ionizadas

Dos processos anteriores destaca-se a fundição de precisão que é o método patenteado pela Duocel e o único que permite fabricar espumas metálicas de alumínio de estrutura celular aberta e que são as espumas usadas neste trabalho. Trata-se de um processo bastante caro e por isso estes materiais apenas são viáveis em aplicações onde a eficiência e o peso têm uma grande importância. Os processos de fabrico são descritos em detalhe no Anexo D.

## **2.4 Desenvolvimento tecnológico**

Na literatura publicada, podem ser identificadas duas vertentes relacionadas com este projecto: por um lado temos uma abordagem centrada no fluxo (escoamento) do fluido através do meio poroso (queda de pressão) e por outro temos uma focagem na transferência de calor. Em ambos os casos encontram-se trabalhos experimentais, modelos analíticos e computacionais e dedução de correlações.

W. H. Hsieh et al [16] estudou a situação de um dissipador electrónico quando as tradicionais aletas são substituídas por uma espuma metálica. Para tal construiu um

equipamento experimental onde o ar incide perpendicularmente à placa de aquecimento, como é mostrado na Figura 2.13. O autor utilizou espumas de alumínio com altura e diâmetro de 60 e 65 mm respectivamente.

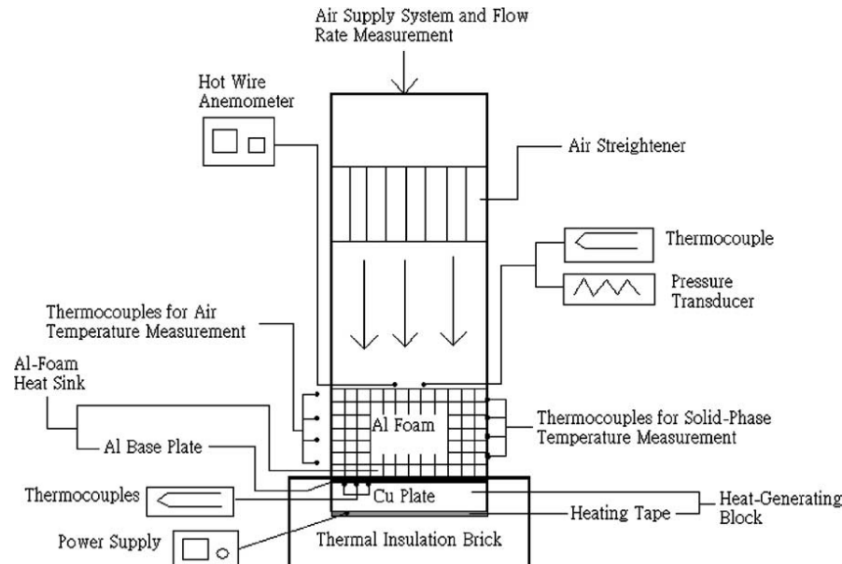


Figura 2.13 – Esquema da instalação usada por W. H. Hsieh et al [16]

Neste trabalho conclui que o Número de Nusselt aumenta com a porosidade e com a densidade de poros. Além disto, verificou a existência do desequilíbrio térmico local (NLTE) que é quando a fase sólida e o fluido apresentam uma diferença de temperatura que excede os 5%. Também observaram que este fenômeno aumenta com o aumento da porosidade e da densidade de poros.

Z. F. Huang et al [1] estudou o efeito do meio poroso quando este é inserido no interior de uma tubagem onde escoar ar. Este desenvolveu um complexo modelo matemático de simulação numérica para prever os resultados experimentais que é resolvido através de um algoritmo computacional e o erro máximo obtido é de 2,45% quando comparado com os testes experimentais. Os seus testes foram realizados com espumas de alumínio de porosidades compreendidas entre 95 e 97%, tendo concluído que a inserção do meio poroso no interior da tubagem aumenta o coeficiente de transferência de calor entre 1,6 e 5,5 vezes quando comparado com o tubo liso e em regime laminar. O objectivo do meio poroso é apenas provocar turbulência no fluido (não transfere calor), como é possível observar na Figura 2.14, a espuma metálica não está em contacto com o tubo.

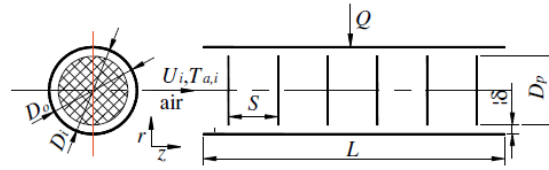


Figura 2.14 – Esquema de Z. F. Huang et al [1]

C. Y. Zhao et al [11] [17] analisou a transferência de calor em permutadores de calor compactos de dois tubos concêntricos em contra-corrente onde ambos os tubos são preenchidos com espuma de cobre. Desenvolveu uma complexa solução analítica baseada no modelo de Brinkman-Darcy onde aplica o conceito de desequilíbrio térmico local baseado em duas equações de energia. Estas equações descrevem a transferência de calor da fase sólida e do fluido separadamente, na dedução do seu método assumiu que o tubo exterior é perfeitamente isolado.

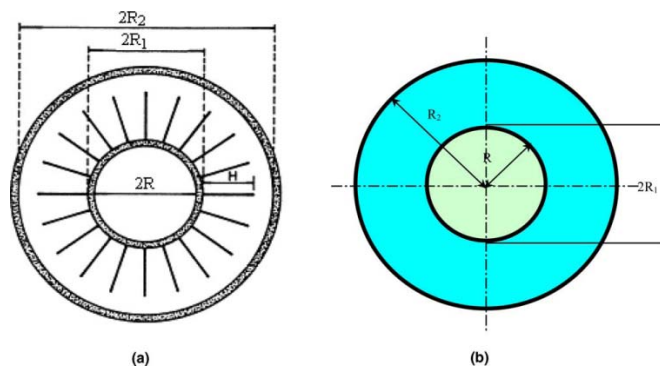


Figura 2.15 – Tubos concêntricos usados por C. Y. Zhao et al [11] [17], tubo alhetado (a) e tubo com espuma metálica (b)

Assim, o objectivo do seu trabalho foi estudar a influência das espumas de cobre quando estas substituem as alhetas e ambas as situações são comparadas.

O seu estudo demonstra que a transferência de calor aumenta com a densidade de poros (PPI) e com o decréscimo da porosidade. Além disto, demonstra que as espumas metálicas podem aumentar significativamente a transferência de calor quando comparadas com os permutadores de calor convencionais devido à maior densidade de área superficial e forte mistura do fluido.

Os resultados podem ser comparados no gráfico da Figura 2.16 onde este mostra claramente a maior eficiência das espumas metálicas:

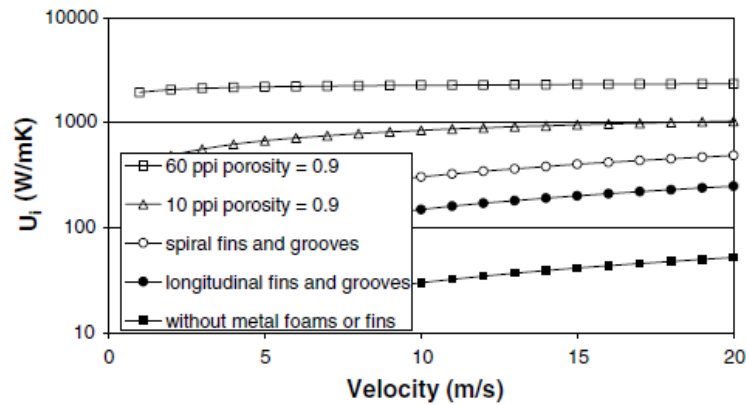


Figura 2.16 – Comparação dos resultados de C. Y. Zhao et al [11] [17]

A. Kopanidis et al [18], desenvolveram um modelo numérico computacional à “micro-escala” para uma espuma de 40 PPI que permite observar o comportamento macroscópico do fluido e o gradiente das temperaturas. O modelo é construído a partir de um tetrakaidecahedron que é expandido de forma a obter uma representação de uma espuma metálica onde os filamentos são partilhados com outras células e depois é convertido para o domínio computacional onde apenas é usada uma amostra de toda a estrutura.

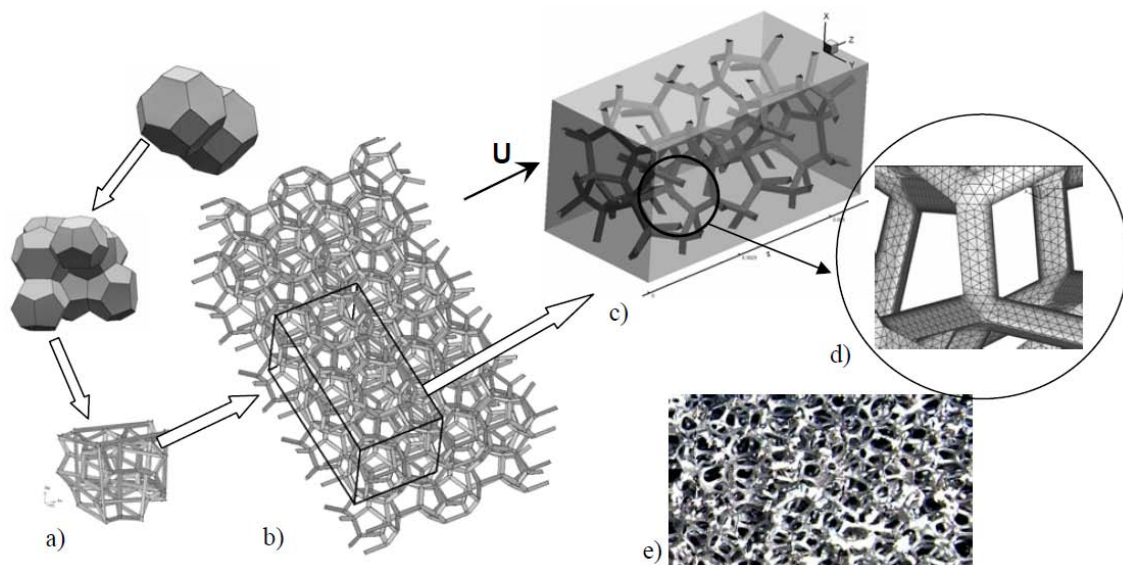


Figura 2.17 – Modelo de A. Kopanidis et al [18]

Os resultados dos coeficientes de transferência de calor obtidos são ligeiramente maiores que os valores experimentais. Esta diferença pode estar relacionada com a incerteza que existe em saber a área real da superfície das espumas metálicas.

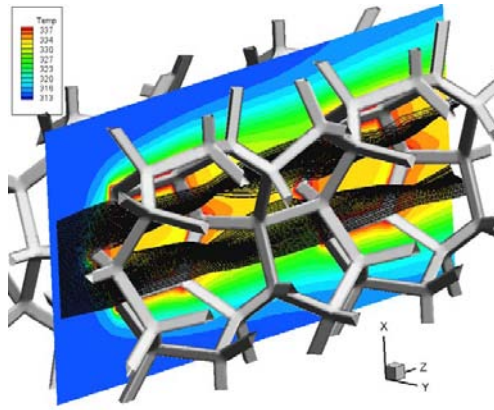


Figura 2.18 – Simulação térmica de A. Kopanidis et al [18]

No entanto os resultados da queda de pressão e a sua comparação com algumas medições experimentais apresentam uma elevada concordância como se pode observar na Figura 2.19.

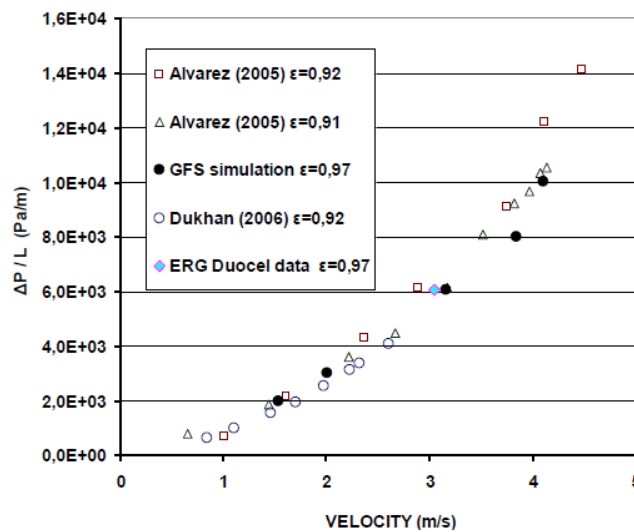


Figura 2.19 – Comparação da simulação da queda de pressão de Kopanidis com outros autores [18]

A configuração da instalação da maioria dos autores para estudar a transferência de calor e a queda de pressão nos meios porosos pode ser observada na Figura 2.20 e consiste numa espuma metálica com forma rectangular onde o calor é fornecido pela base, o ar flui paralelamente a essa base. As restantes faces são revestidas por materiais isolantes térmicos. Nos vários estudos referenciados, os autores medem a potência térmica dissipada, a distribuição das temperaturas e a queda de pressão para diversas porosidades e densidades de poros.

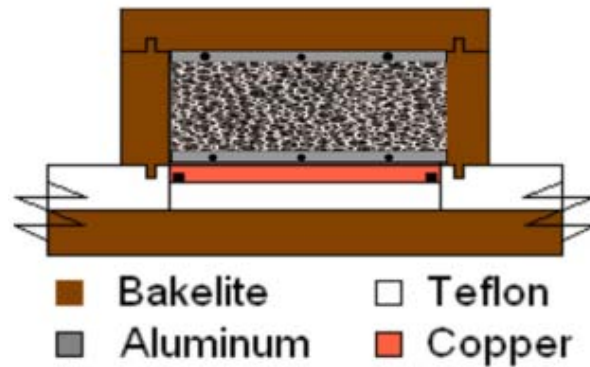


Figura 2.20 - Configuração geral para testar a transferência de calor nas espumas metálicas [6]

Seguidamente é feito um resumo das conclusões de vários autores que fizeram os estudos tendo em conta esta configuração.

K. Boomsma et al [5] estudou o efeito de várias espumas comprimidas na transferência de calor e na queda de pressão, comparando os seus resultados com permutadores de calor industriais. O autor conclui que as espumas metálicas comprimidas além de permitirem aumentar o coeficiente de transferência de calor, também possuem melhor eficiência global (contabilizando a energia de bombagem) operando em condições idênticas.

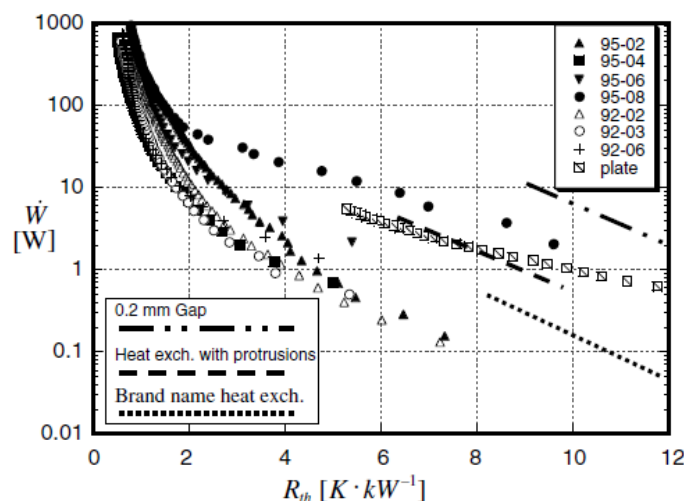


Figura 2.21 – Resistência térmica vs potencia fornecida aos fluidos [5]

N. Dukhan et al [19] apresentou um modelo de transferência de calor unidimensional para espumas metálicas de células abertas que combina a condução pelos filamentos e a

convecção do fluido através da superfície destes. O modelo apresentado evita uma modelação tridimensional complexa para o escoamento e a transferência de calor no interior da espuma. Verifica que a temperatura ao longo da espuma decresce exponencialmente a partir da base aquecida. O seu modelo foi validado com experiências realizadas em espumas de alumínio com 10PPI para uma vasta gama de números de Reynolds, baseado no diâmetro do poro. Os dados demonstraram uma boa aproximação entre os resultados analíticos e os experimentais. O autor não apresenta resultados para coeficientes de transferência de calor, apenas modelando a variação (distribuição) da temperatura no interior da espuma. No seu trabalho, a transferência de calor por radiação é desprezada e assume que é pequena para as aplicações onde a temperatura alcança níveis moderados. De facto, o contributo da radiação na totalidade do calor transferido situa-se entre 0,5% a 4%. No seu trabalho verifica a existência de desequilíbrio térmico local (NTLE) e conclui que é apenas relevante para baixos números de Reynolds onde predomina a convecção natural.

A. Bhattacharya et al [10] apresentaram no seu artigo uma extensa investigação analítica e experimental para a determinação da condutibilidade térmica efectiva ( $ke$ ), permeabilidade ( $K$ ) e o coeficiente de inércia ( $c_F$ ) para espumas metálicas de elevada porosidade. Os seus resultados mostram que a permeabilidade aumenta com o diâmetro do poro e a porosidade e o coeficiente de inércia apenas com a porosidade. O seu modelo apresenta excelente aproximação com os dados experimentais.

T. J. Lu et al [3] desenvolveram um modelo analítico baseado em células cúbicas e consiste em simular a transferência de calor através de duas faces da espuma metálica (ver Figura 2.22), este permite obter o coeficiente de transferência de calor global e a queda de pressão que os compara experimentalmente. Estes resultados são usados para analisar as melhores condições que maximizam a transferência de calor por energia de bombeamento do fluido. Dois exemplos são dados para demonstrar a aplicabilidade do seu modelo: dissipadores de calor electrónicos e permutadores de calor multi-layered para aplicações aeronáuticas, (Figura 2.22).

O seu modelo faz uma serie de simplificações como os ligamentos (a interligação) dos filamentos e considera que o seu modelo apresenta razoáveis aproximações com os dados experimentais.



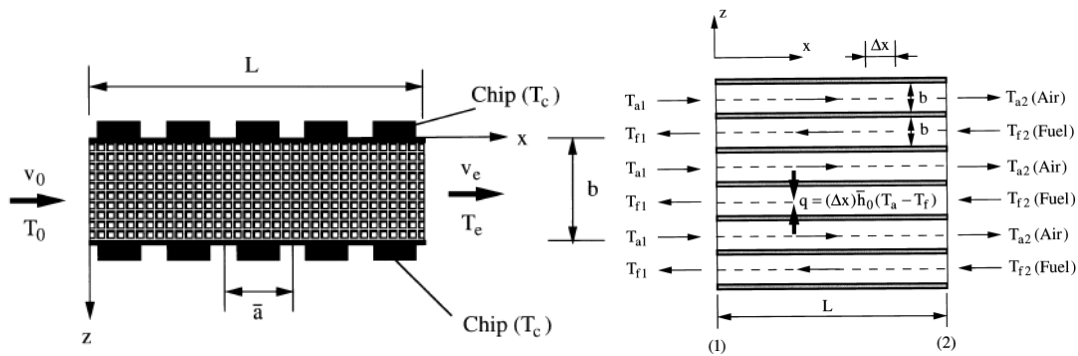


Figura 2.22 – Aplicações do método de Lu

I. Gosh [14] baseando-se no modelo de células cúbicas apresentado por T. J. Lu et al [3] desenvolve um modelo analítico onde este contabiliza o efeito da interligação entre os filamentos. De referir que T. J. Lu et al [3] simplificaram demasiado o seu método que apenas considerava fiadas de tubos delgados perpendiculares ao escoamento e apenas num único sentido. Desta forma Gosh desenvolveu o seu modelo de forma a obter correlações simples sem ter de recorrer a duas equações de energia como fizeram outros autores. Apesar da sua simplicidade o seu método apresenta bons resultados quando comparado com os dados experimentais.

Mais recentemente, S. Mancin et al [6] [20] concluiu que a transferência de calor aumenta com o decréscimo da porosidade e ao contrário dos outros autores conclui que esta diminui com a densidade de poros como é possível observar na Figura 2.23.

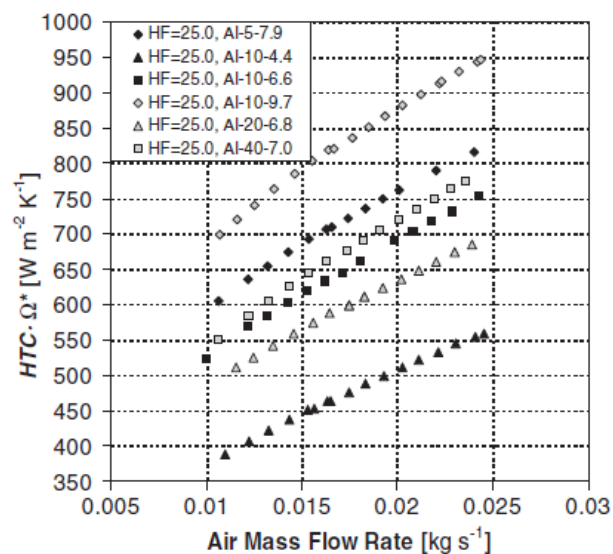


Figura 2.23 – Resultados do coeficiente de transferência de calor de S. Mancin et al [6]

Construiu um modelo muito semelhante e baseado no de I. Gosh [14] mas de forma a simular os seus resultados obtidos experimentalmente, sendo que os resultados são muito diferentes do modelo de I. Gosh [14]. Para além da transferência de calor construiu outro modelo para simular a queda de pressão. Os seus modelos são apresentados no anexo C e uma comparação é feita neste trabalho experimental.

A. Hernandez [4] testou três amostras semelhantes às usadas neste trabalho prático, de densidade relativa 8% e densidades de poros de 10, 20, 40 PPI. Realizou ainda os testes para um dissipador electrónico de placas semelhante ao representado na Figura 2.24 e comparou os resultados com as espumas metálicas.

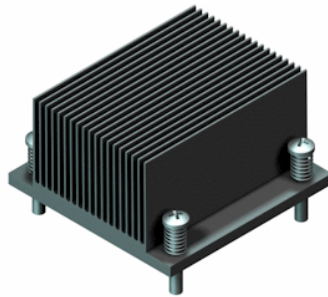


Figura 2.24 – Dissipador electrónico de placas usado para comparação da transferência de calor com as espumas metálicas

Os seus resultados mostram que o coeficiente de transferência de calor aumenta com a densidade de poros sendo essa diferença mais acentuada para as velocidades mais elevadas. Para a mesma velocidade, as espumas podem apresentar um aumento de 300% quando comparadas com o dissipador electrónico, como é possível observar na Figura 2.25.

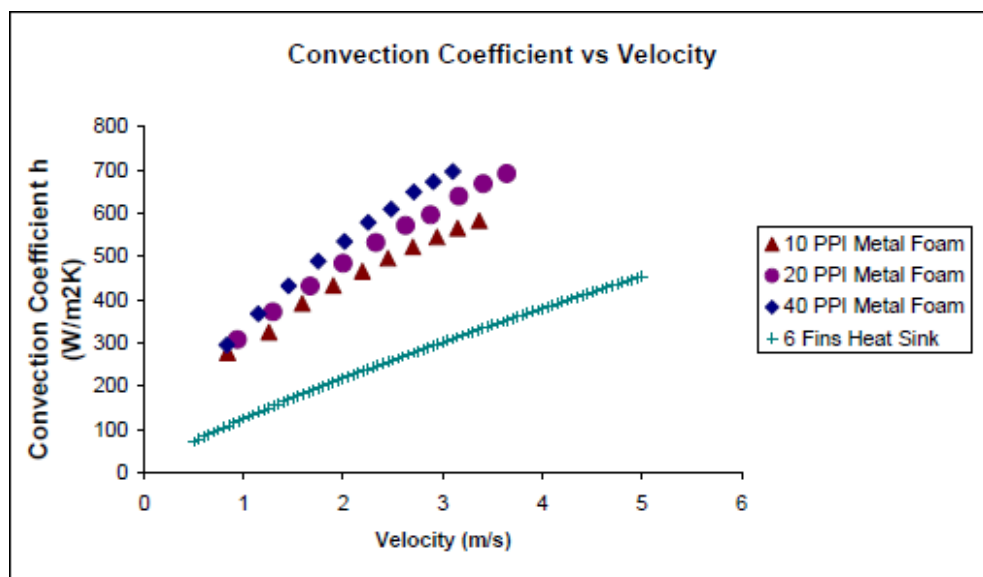


Figura 2.25 – Coeficiente de transferência de calor vs velocidade para diversas densidades de poros e dissipador electrónico [4]

No entanto a queda de pressão também é bem maior para as espumas metálicas e esta aumenta com a densidade de poros.

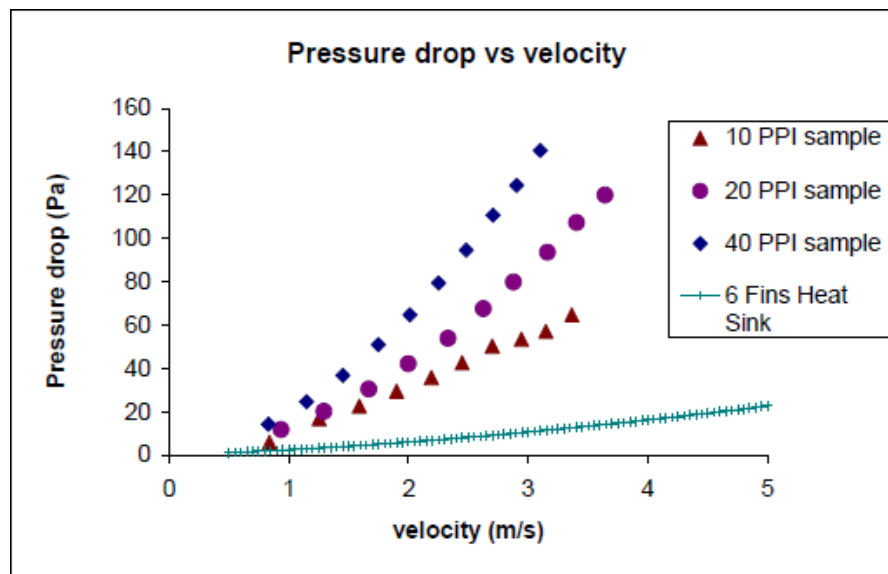


Figura 2.26 – Queda de pressão vs velocidade do ar para diversas densidades de poros e dissipador electrónico [4]

A fim de fazer uma comparação entre as espumas metálicas e o dissipador electrónico para a mesma energia fornecida ao fluido, Hernandez traçou a curva característica de dois ventiladores comumente usados em aplicações electrónicas.

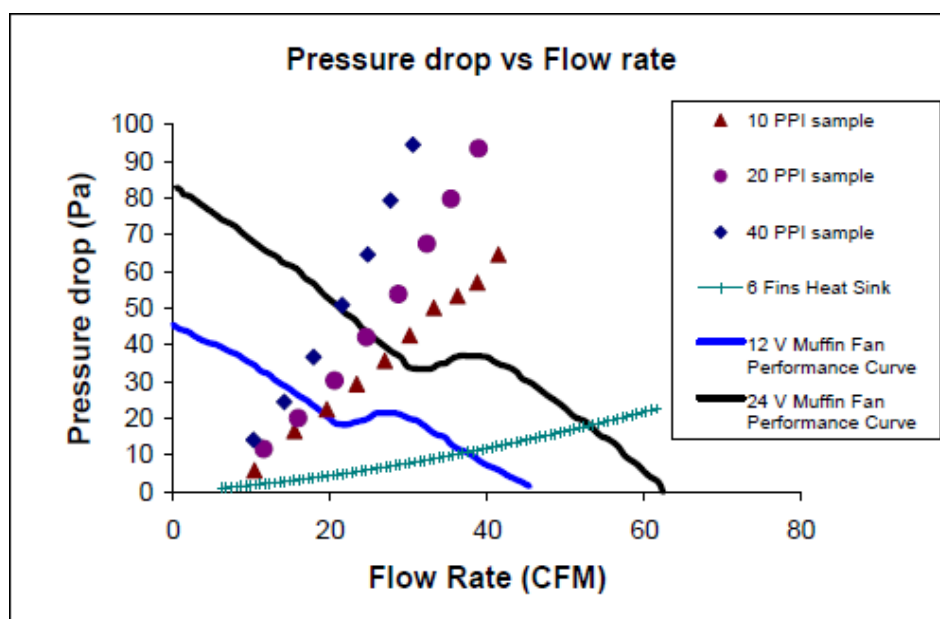


Figura 2.27 – Curva característica do ventilador electrónico [4]

Pela Tabela 2.3 é possível observar que apesar da queda de pressão ser bastante superior nas espumas metálicas, estas para a mesma energia de bombagem do fluido tem um efeito compensatório na transferência de calor além de permitirem uma redução de peso na ordem dos 34%.

Tabela 2.3 – Comparação do coeficiente de transferência de calor para a mesma energia do fluido (adaptado de [4])

	12 V Fan Convection coefficient (W/m <sup>2</sup> K)	24 V fan Convection coefficient (W/m <sup>2</sup> K)	Sample Weight (kg)
10 PPI metal foam	376.41	463.16	0,177
20 PPI metal foam	394.67	473.80	0,177
40 PPI metal foam	398.17	476.99	0,177
6 Fin Heat Sink	298.12	405.48	0,237

Resumindo, a maioria dos autores conclui que a transferência de calor e a queda de pressão aumentam com a densidade relativa e com o PPI. A construção de um modelo computacional ainda é um processo demasiado demoroso e complexo o que torna preferível o desenvolvimento de modelos analíticos. Os modelos analíticos simplificados apresentam uma boa aproximação com os resultados experimentais e evitam modelos complexos. As espumas metálicas permitem um aumento do coeficiente de transferência de calor e geram também aumento da queda de pressão.

### 3 Desenvolvimento do protótipo

O objectivo deste capítulo consiste em estudar a melhor alternativa na construção de uma instalação protótipo para testar diferentes amostras de espumas metálicas. As espumas disponíveis para estudar têm uma densidade relativa de 8% e uma densidade de poros de 10, 20 e 40 PPI (Figura 3.1). A condutibilidade das espumas é de 216 W/m.K.



Figura 3.1 – Espumas a testar, 10, 20 e 40 PPI da esquerda para a direita.

Numa primeira fase pensou-se em fazer passar o tubo pelo interior das espumas, mas dificuldades técnicas no que respeita em maquinar a espuma bem como ligar esta ao tubo, fez com que se procure uma solução mais simples uma vez que apenas existem três amostras disponíveis.

Assim, a solução incidiu em acoplar apenas os tubos à espuma metálica (ver Figura 3.2) e experimentalmente quantificar o aumento de transferência de calor e queda de pressão.

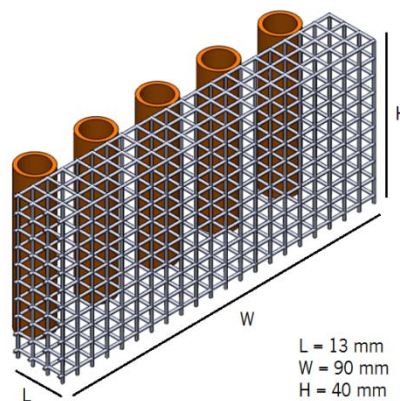


Figura 3.2 – Ideia do protótipo

A ideia consiste em construir o protótipo de testes a partir do “secador” de uma instalação de secagem de biomassa, pelo que primeiramente teve-se de verificar o estado desta, garantir as melhores condições e perceber o seu funcionamento e só depois é que se fez a adaptação do secador, que consistiu em construir todos os componentes referentes ao fornecimento de água.

### **3.1 Cálculos preliminares**

Esta secção tem como objectivo prever os resultados a obter durante os ensaios, abordando duas vertentes: a transferência de calor onde se dimensiona o permutador de calor e se calcula a queda de pressão.

O dimensionamento consiste em calcular um diâmetro de tubos ideal para este projecto e testar os caudais ideais para se observar diferentes coeficientes de transferência de calor entre as três amostras. Uma vez dimensionado o permutador de calor foi feita a sua simulação de forma a antecipar as condições de funcionamento.

#### **3.1.1 Simulação da transferência de calor**

A simulação baseia-se no cálculo da resistência térmica total que existe entre o ar e a água. O método mais comum é assumir correlações de transferência de calor para a superfície em contacto com a água e para a superfície em contacto com o ar, bem como as resistências de condutibilidade térmica dos materiais.

Estas correlações vêm expressas em um número adimensional definido por:

$$Nu_x = \frac{hx}{k} \quad (3.1)$$

onde  $x$  é o comprimento característico, este pode ser um comprimento de uma placa ou o diâmetro de um cilindro ou tubo.

A expressão anterior permite calcular o coeficiente de transferência de calor ( $h$ ), quando o número de Nusselt ( $Nu$ ) é conhecido, sendo que este é obtido através de equações que traduzem a interacção do fluido com a superfície e geralmente estas equações são função

dos números de Reynolds (Re) e Prandtl (Pr). Na equação seguinte é apresentado uma equação geral para o cálculo de Nusselt.

$$Nu_x = C_1 * Re^n * Pr^b \quad (3.2)$$

O número de Prandtl é fornecido nas tabelas das propriedades do fluido respectivo, enquanto que o número de Reynolds é uma forma de quantificar a turbulência de um fluido e é expresso por:

$$Re_x = \frac{\rho U x}{\mu} \quad (3.3)$$

Uma vez calculado o valor de h para as diversas superfícies podemos calcular a resistência térmica:

$$R = \frac{1}{h * A} \quad (3.4)$$

A correlação para o lado da água, ou seja, para a superfície interior dos tubos é dada por:

$$Nu_{\acute{a}gua} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re_{\acute{a}gua} - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (3.5)$$

Em que  $f$  vem:

$$f = (0,79 \ln(Re_{\acute{a}gua} - 1,64))^{-2} \quad (3.6)$$

Sendo válida para  $0,5 < Pr < 2000$  e  $2300 < Re_{\acute{a}gua} < 5E6$

Em regime laminar ( $Re_{\acute{a}gua} < 2300$ ), o  $Nu_{\acute{a}gua} = 4,36$ ,

Do lado do ar, o calor é transferido através de duas superfícies com geometria e características diferentes, uma parte do calor é transferido através da superfície exterior dos tubos de cobre e outra parte é transferida através da superfície da espuma metálica, assim, o método mais usual é calcular dois coeficientes de transferência de calor através de duas correlações diferentes.

Para a superfície exterior dos tubos o valor de Nusselt é calculado através da correlação de Hewitt [21], esta correlação é aplicável apenas para uma fiada de tubos.

O número de Nusselt médio de uma única fiada de tubos em fluxo cruzado pode ser calculado usando a correlação da equação 3.10, mas com o número de Reynolds definido como:

$$Re_{\psi,L} = \frac{\rho U_{ar} L}{\mu \psi} \quad (3.7)$$

A velocidade característica  $U_{ar}/\psi$  é a velocidade média no espaço entre dois tubos adjacentes na fiada. A fracção de vazio  $\psi$  depende apenas do passo adimensional transversal representado na Figura 3.3 e é definido como:

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4a} \quad (3.8)$$

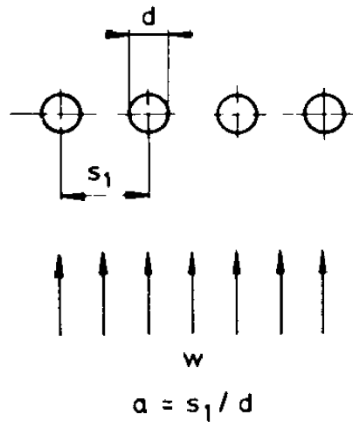


Figura 3.3 – Representação esquemática das dimensões

O comprimento característico  $L$  é definido por

$$L = \frac{\pi D}{2} \quad (3.9)$$

Então, o número de Nusselt da superfície exterior dos tubos é dado por:

$$Nu_{row} = 0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (3.10)$$

onde  $Nu_{lam}$  vem:



$$Nu_{lam} = 0,664 \sqrt{Re_{\psi,L}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3.11)$$

e  $Nu_{turb}$  é dado por:

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 Re_{\psi,L}^{0,8} Pr}{1 + 2,443 Re_{\psi,L}^{-0,1} (Pr - 1)} \quad (3.12)$$

O coeficiente de transferência de calor para a espuma metálica pode ser calculado construindo um modelo analítico. No entanto a sua dedução é demasiado complexa e extensa uma vez que é necessário ter consideração o conceito LTNE (desequilíbrio térmico local) devido à diferença de temperatura que existe entre as duas fases. Por outro lado, como o calor é transferido através de duas fases, são também necessárias duas equações de energia. Finalmente, a sua dedução é incerta devido à complexidade da sua geometria, de difícil de representação, e ao facto de não se conhecer ao certo a interacção do fluido com a espuma, o que conduz a incertezas adicionais.

Em alternativa, o cálculo pode ser conseguido através de correlações que são fórmulas adaptadas, de forma a corresponderem com os resultados obtidos experimentalmente.

Recentemente alguns autores [10],[14],[6],[20] têm desenvolvido correlações para permutadores de calor semelhantes ao utilizado neste trabalho experimental e essas correlações podem ser adaptadas facilmente.

Essas correlações são deduzidas tendo em conta os princípios descritos nas seguintes equações.

A potencia térmica é dada por:

$$\dot{Q} = h_{if} A_{ef} (T_b - T_{\infty}) \quad (3.13)$$

onde a área efectiva  $A_{ef}$  da geometria da espuma e da condutibilidade da espuma é dada por:

$$A_{ef} = \eta_f A_{if} + A_{base} \quad (3.14)$$

sendo que  $\eta$  vem escrito na seguinte forma:

$$\eta_f = \frac{\tanh(ML)}{ML} \quad (3.15)$$

$M$  é um parâmetro que é afectado pela geometria da espuma e pela condutibilidade do material. Este parâmetro permite a “adaptação das fórmulas” e ajustar os resultados experimentais, como foi dito anteriormente.

O coeficiente de transferência de calor inter-facial ( $h_{if}$ ) da espuma é aproximado através de correlações de transferência de calor para cilindros com as dimensões dos filamentos da espuma e estas são deduzidas pelos autores.

As correlações mais adequadas a este trabalho são apresentadas no anexo C, no entanto para efeitos de simulação, o método mais aprofundado neste trabalho é o de Idranil Gosh [14] porque é o que apresenta resultados mais coincidentes na literatura. Porém, é feita uma abordagem comparativa com os resultados experimentais para o método de Simone Mancin [20].

O método de Idranil Gosh [14] baseia-se no cálculo da taxa de calor transferido através da superfície da espuma que está contacto com uma parede ou uma placa e que é dado pela equação C.1. De realçar que este método apenas pressupõe o cálculo do calor transferido através da componente metálica e não calcula o valor que é transferido directamente através do ar para a parede, por isso, toda a área dos tubos em contacto com a espuma é contabilizada na correlação de Hewitt [21].

O valor do coeficiente de transferência de calor da espuma ( $h_f$ ) é conseguido dividindo a potência térmica obtida na equação C.1 pela área dos tubos em contacto com a espuma, esta área é conseguida através de uma massa térmica (ver subcapítulo 3.3.2 referente à união da espuma ao tubo) que é colocada na superfície do tubo com 0,007m de largura e 0,181m de comprimento da serpentina que dá um valor de 0,001267m<sup>2</sup>.

Para calcular a resistência da espuma:

$$R_f = \frac{1}{h_f A_f} \quad (3.16)$$

A resistência do lado exterior dos tubos é dada por:

$$R_{ext} = \frac{1}{h_{ext} A_{ext}} \quad (3.17)$$

Finalmente a resistência total exterior vem:

$$R_{eq} = \frac{R_f * R_{ext}}{R_f + R_{ext}} \quad (3.18)$$

A resistência do lado da água vem:

$$R_{int} = \frac{1}{h_{int} A_{int}} \quad (3.19)$$

A resistência devido à condutibilidade dos tubos de cobre é dada pela seguinte expressão:

$$R_{tubo} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \pi L k_c} \quad (3.20)$$

Uma vez que esta tem um valor bastante inferior, quando comparada com as resistências anteriores, pode ser desprezada.

A resistência térmica total é dada por:

$$R_T = R_{eq} + R_{int} \quad (3.21)$$

De notar que o coeficiente de transferência de calor de cada superfície é calculado assumindo as suas condições de funcionamento isoladas, por exemplo, o número de Reynolds dos tubos é calculado assumindo apenas a presença destes e não é contabilizado qualquer efeito que pode ter a presença da espuma metálica e vice-versa.

O valor de  $U_{global}$  é calculado com base na área interior do tubo.

$$U_{global} = \frac{1}{(R_{int} + R_{eq}) * A_{int}} \quad (3.22)$$

Uma vez calculado o  $U_{global}$ , então a taxa de transferência de calor é dada pela equação 3.23, no entanto  $dT_{LM}$  depende dos valores das temperaturas finais do fluido ( $T_{cf}$  e  $T_{hf}$ ) que são desconhecidas. Uma forma de encontrar uma solução para esta equação é através

de um método iterativo onde é arbitrado inicialmente o valor de  $\dot{Q}$  e depois as temperaturas finais são calculadas através da equação 3.24.

As temperaturas finais do fluido ( $T_{cf}$  e  $T_{hf}$ ) são obtidas através de um processo iterativo.

$$\dot{Q} = A U_{global} dT_{LM} \quad (3.23)$$

Uma forma de encontrar uma solução para esta equação é através de um método iterativo onde é arbitrado inicialmente o valor de  $\dot{Q}$  e depois as temperaturas finais são calculadas através da equação 3.24

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p dT \quad (3.24)$$

Para calcular as temperaturas finais a equação 3.24 é escrita na seguinte forma para o cálculo da temperatura final da água  $T_{cf}$ :

$$T_{cf} = T_{ci} + \frac{\dot{Q}}{(\dot{m} c_p)_{agua}} \quad (3.25)$$

Para calcular a temperatura final do ar vem:

$$T_{hf} = T_{hi} - \frac{\dot{Q}}{(\dot{m} c_p)_{ar}} \quad (3.26)$$

Uma vez obtidas as temperaturas  $T_{cf}$  e  $T_{hf}$ , então é calculado  $dT_{LM}$

$$dT_{LM} = \frac{(T_{hi} - T_{cf}) - (T_{hf} - T_{ci})}{\ln \left( \frac{T_{hi} - T_{cf}}{T_{hf} - T_{ci}} \right)} \quad (3.27)$$

Depois calcula-se  $\dot{Q}$  novamente através da equação 3.23 e este valor é diferente do arbitrado, então o processo descrito anteriormente é repetido até que os valores convirjam. Neste trabalho 10 iterações são suficientes para encontrar a solução. Verificou-se que para caudais de água demasiado baixos a solução não converge e pode dar erro. Assim, a solução tem de ser encontrada manualmente fazendo variar o valor de  $\dot{Q}$  e verificar quando este converge com o valor dado pela equação 3.23.

### 3.1.2 Dimensionamento do permutador de calor

No dimensionamento e construção do protótipo pretende-se conseguir medir um aumento de transferência de calor bem como seja possível medir diferentes coeficientes de transferência de calor entre as três amostras, ou seja, nas mesmas condições de funcionamento é necessário medir a variação da temperatura sofrida pelo ar e pela água.

No dimensionamento do permutador de calor o parâmetro mais influente tendo em conta o que foi dito anteriormente, é o diâmetro dos tubos. Assim, numa primeira fase são testados diversos diâmetros de tubos para uma variada gama de caudais, sendo que este procedimento tem como objectivo encontrar uma diferença de temperatura significativa entre as amostras.

De acordo com o modelo, variando o diâmetro dos tubos e mantendo a água em regime laminar verifica-se que as temperaturas finais dos fluidos mantêm-se apesar de o coeficiente de transferência de calor variar. Contudo esta alteração decorre da variação da área em que o coeficiente é calculado.

Para obter um regime turbulento no interior dos tubos foi simulado um diâmetro de tubo interno de 4mm e espessura de 1mm que é o diâmetro mais reduzido que se pode encontrar nos tubos de cobre. Nestes tubos ainda seria necessário ter caudais elevados (acima de 0,005kg/s) para obter esse regime. Apesar de aumentar a quantidade de calor transferida do ar para a água as diferenças de temperaturas entre as diferentes amostras diminuem (diferenças inferiores a 1 °C). Além disto a diferença de temperatura ( $T_{cf} - T_{ci}$ ) seria compreendida entre 2 e 3°C, que é uma diferença extremamente pequena e dificultaria a medição do efeito do acoplamento da espuma metálica no aumento da transferência de calor. Aumentando o diâmetro do tubo e mantendo o regime turbulento as condições descritas anteriormente mantêm-se.

Pela simulação verifica-se que o diâmetro dos tubos disponíveis nas oficinas do DEM é suficiente e que também não existe vantagem em usar um diâmetro diferente, isto porque se consegue medir diferenças de temperatura entre as diversas amostras e consequentemente diferentes coeficientes de transferência de calor. A título de exemplo a diferença de temperatura medida na água ( $T_{cf}$ ) entre as diferentes amostras é na ordem dos 2,5°C e o efeito de

acoplamento da espuma ao tubo é em média  $7^{\circ}\text{C}$  para um caudal de água de  $0,001\text{kg/s}$  e para um caudal de ar de  $0,025\text{ kg/s}$ . Esta diferença pode chegar a  $4^{\circ}\text{C}$  para caudais mais baixos mas a temperatura final da água sobe para os  $80^{\circ}\text{C}$ , que pode ser uma condição de funcionamento crítica devido à resistência dos materiais e respectivas ligações.

A variação do caudal de água não tem um efeito significativo na diferença de temperatura entre as diferentes amostras, este apenas tem efeitos notáveis na diferença de temperatura que é provocada devido ao acoplamento da espuma. Por isso, a simulação é realizada para um tubo com diâmetro externo de  $10\text{mm}$  e diâmetro interno de  $7\text{mm}$ , e o caudal de água adoptado é de  $0,001\text{kg/s}$ .

### 3.1.3 Resultados obtidos da simulação

Na Figura 3.4 estão representadas as previsões dos valores de coeficiente de transferência de calor a obter durante o ensaio. A espuma permite aumentar o coeficiente de transferência de calor em um valor compreendido entre  $100$  e  $180\text{ W/K.m}^2$ , para valores entre  $240$  e  $310\text{ W/K.m}^2$  é possível observar uma diferença de cerca  $30\text{ W/K.m}^2$  entre cada uma das espumas.

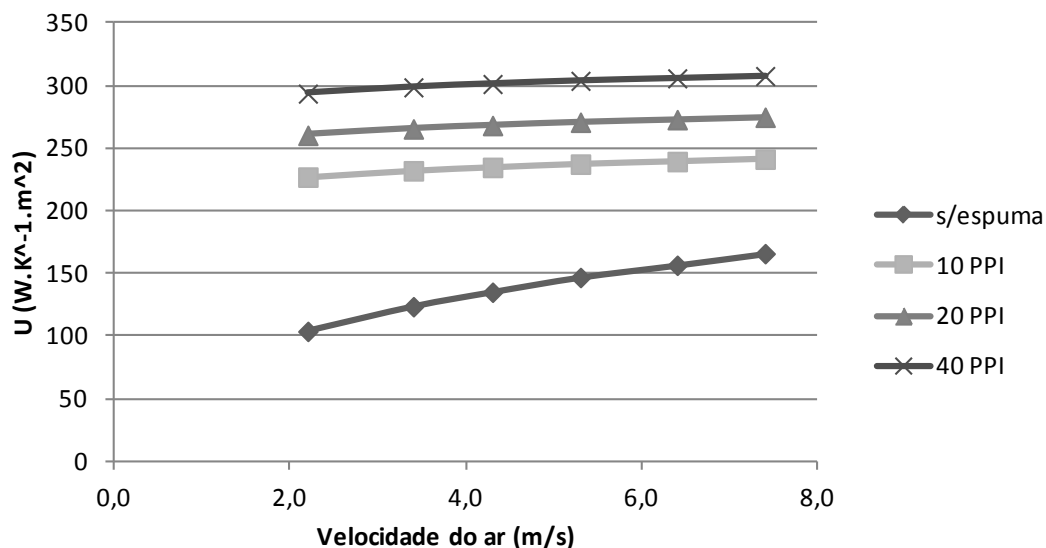


Figura 3.4 – Coeficiente de transferência de calor vs velocidade do ar

Fazendo variar  $L$ , observa-se a variação do coeficiente transferência de calor. Na seguinte figura é possível observar que o coeficiente de transferência de calor se mantém aproximadamente constante para valores iguais ou superiores a  $L=5$ , ou seja, bastava um  $L=5$  sem que a transferência de calor fosse muito afectada.  $L$  é a distância a partir da face da espuma que se encontra em contacto com os tubos, curiosamente os valores não convergem.

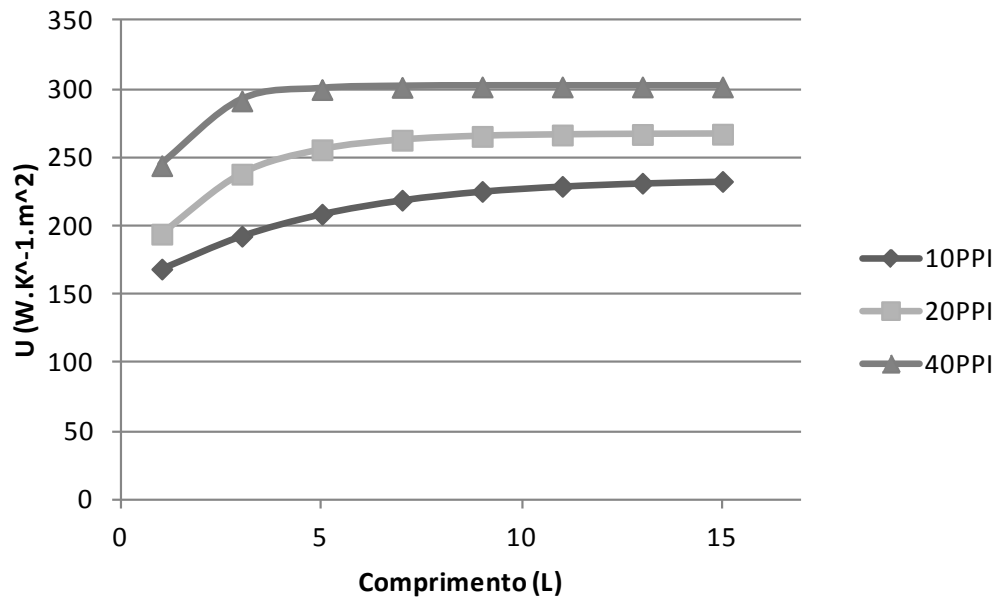


Figura 3.5 –  $U_{global}$  vs Comprimento da espuma  $L$  e velocidade do ar a 5,3 m/s

No gráfico da Figura 3.6 está representado o rendimento obtido pela equação C.5 em função do comprimento da espuma, para as dimensões reais da espuma (13mm). O rendimento é de 0,53, 0,32 e 0,18 para 10, 20 e 40 PPI respectivamente. Os valores de rendimento apenas convergem para  $L > 30$ .

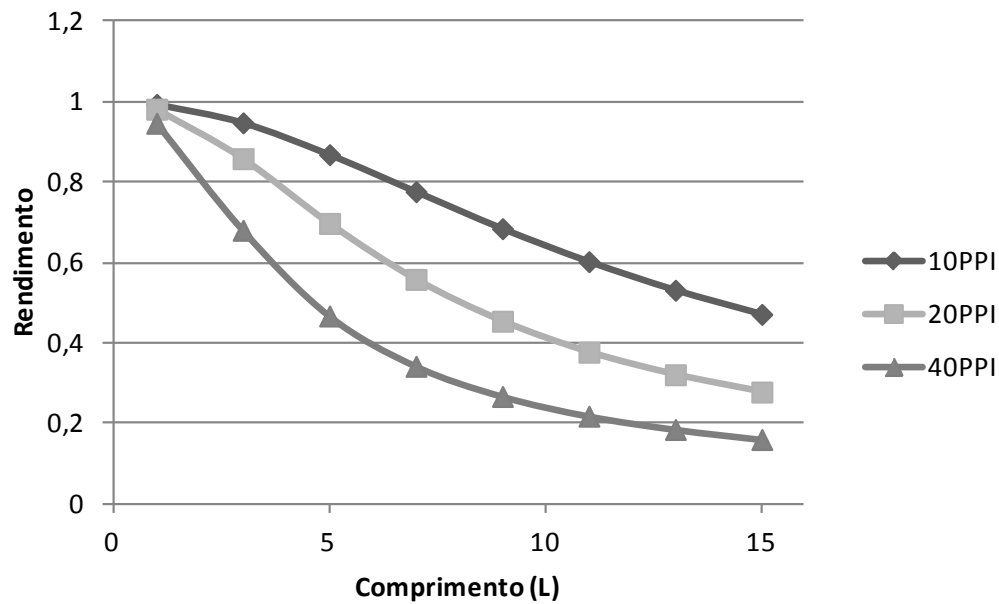


Figura 3.6 – Rendimento  $\eta$  vs comprimento e 5,3 m/s

Nos dois gráficos das Figura 3.7 e 3.8 é possível verificar que o coeficiente de transferência de calor é mais sensível à variação da densidade dos poros do que com a porosidade.

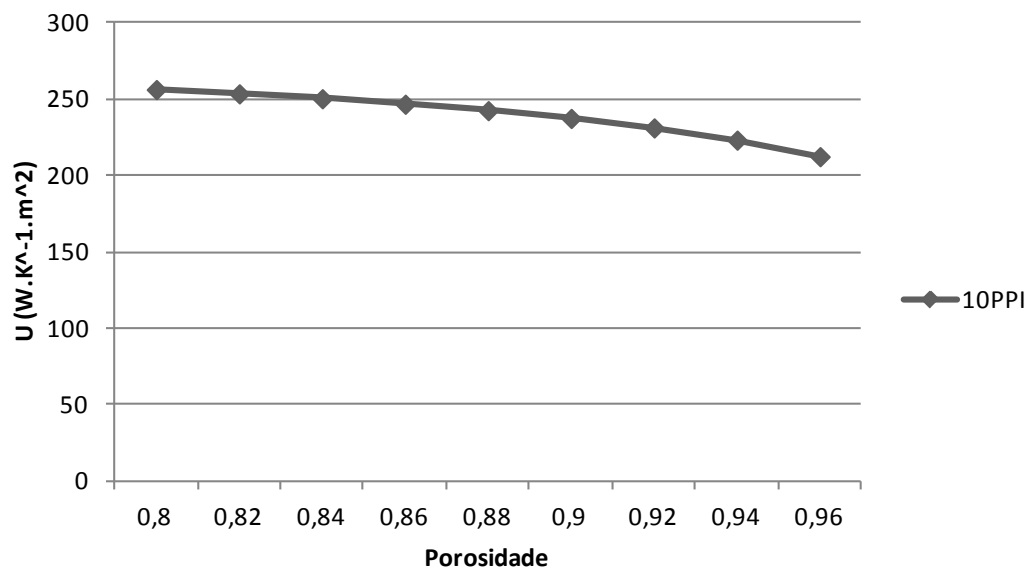


Figura 3.7 – Coeficiente de transferência de calor vs porosidade



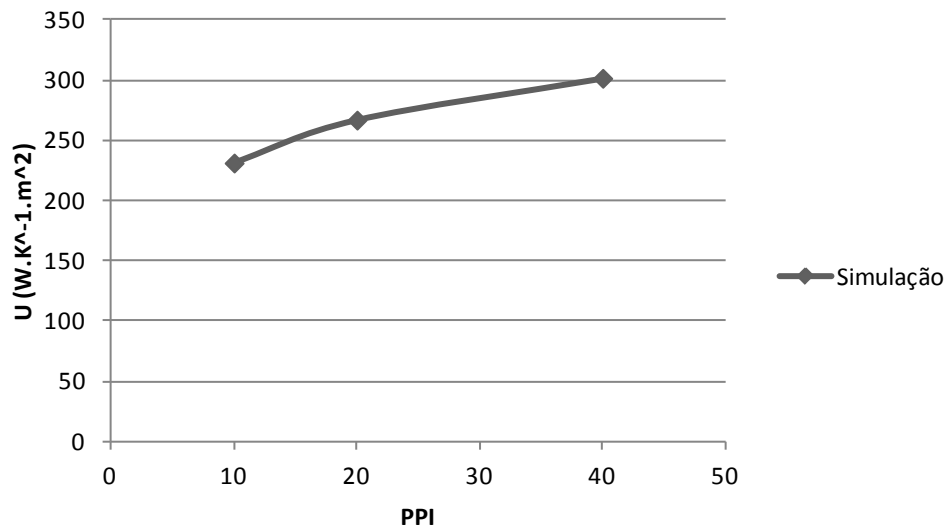


Figura 3.8 – Coeficiente de transferência de calor vs PPI

### 3.1.4 Queda de pressão

Nesta secção descreve-se o método de cálculo dos valores experimentais de permeabilidade ( $K$ ) e coeficiente de inércia ( $c_F$ ) em diversas amostras de espumas metálicas, com a finalidade de caracterizar estes materiais.

A primeira tentativa de calcular a queda de pressão do escoamento em meios porosos (como por exemplo em leitos fluidizados, materiais sinterizados e espumas metálicas) aconteceu em 1956 por Darcy onde este estabeleceu a equação que hoje é conhecida por Lei de Darcy [22]:

$$\frac{dP}{dx} = \frac{\mu}{K} v \quad (3.28)$$

A equação é dada pela pressão a dividir pelo comprimento do meio poroso, que é designada por queda de pressão normalizada. Esta vem em função da permeabilidade ( $K$ ) que é uma constante que caracteriza o meio poroso e é uma forma de medir a capacidade de um material (neste caso a espuma metálica) em transmitir fluidos. A velocidade do fluido  $v$  da equação anterior é baseada na secção transversal da conduta do fluido e assumindo a inexistência da fase sólida e é designada por velocidade de Darcy [5], no entanto neste trabalho essa velocidade é designada por velocidade do ar.

No entanto a equação anterior apenas é válida para baixas velocidades onde apenas as forças viscosas do fluido são relevantes. Para velocidades mais elevadas a equação anterior apresenta desvios devido às forças inerciais do fluido. Assim Forchheimer [22] adaptou a equação anterior de forma a considerar as duas forças adicionando um novo termo quadrático à equação anterior a qual é conhecida como Darcy-Forchheimer ou escoamento não Darciano[22]:

$$\frac{dP}{dx} = \frac{\mu}{K}v + \frac{c_F\rho}{\sqrt{K}}v^2 \quad (3.29)$$

Forchheimer adicionou uma constante  $c_F$  característica do meio poroso a qual pode ter várias designações dependendo da literatura como constante de Forchheimer, factor de turbulência [23] ou coeficiente de inércia, que é o mais usual e o usado neste trabalho.

Experimentalmente a alternativa mais comum de calcular a permeabilidade ( $K$ ) e o coeficiente de inércia ( $c_F$ ) é utilizar o método do ajuste dos mínimos quadrados que pressupõe o seguinte:

$$a = \frac{\mu}{K} \quad (3.30)$$

E:

$$b = \frac{c_F\rho}{\sqrt{K}} \quad (3.31)$$

Substituindo as equações anteriores vem

$$\frac{dP}{dx} = av + bv^2 \quad (3.32)$$

Os coeficientes  $a$  e  $b$  são determinados pela técnica do ajuste dos mínimos quadrados:

$$a = \frac{(\sum_{i=1}^n x_i y_i)(\sum_{i=1}^n x_i^4) - (\sum_{i=1}^n x_i^2 y_i)(\sum_{i=1}^n x_i^3)}{(\sum_{i=1}^n x_i^2)(\sum_{i=1}^n x_i^4) - (\sum_{i=1}^n x_i^3)(\sum_{i=1}^n x_i^3)} \quad (3.33)$$

$$b = \frac{(\sum_{i=1}^n x_i^2 y_i)(\sum_{i=1}^n x_i^2) - (\sum_{i=1}^n x_i y_i)(\sum_{i=1}^n x_i^3)}{(\sum_{i=1}^n x_i^2)(\sum_{i=1}^n x_i^4) - (\sum_{i=1}^n x_i^3)(\sum_{i=1}^n x_i^3)} \quad (3.34)$$

Nestas equações os valores de  $x_i$  representam as várias velocidades do fluido e os valores de  $y_i$  representam os valores de queda de pressão normalizada. Sabendo  $a$  e  $b$  a permeabilidade e o coeficiente de inércia podem ser calculados resolvendo as equações 3.30 e 3.31.

O cálculo da queda de pressão pressupõe o conhecimento da permeabilidade e do coeficiente de inércia que não são conhecidos. No entanto diversos autores propuseram diversas correlações para o seu cálculo que são apresentadas no anexo C.

Os valores da queda de pressão normalizada também são fornecidos pelo fabricante. Desta forma é fácil obter os valores de permeabilidade e coeficiente de inércia reais sem ter de recorrer a medições experimentais. Esses valores, em função da velocidade do ar e para as espumas usadas neste trabalho podem ser encontrados nos gráficos do anexo B.

No entanto os valores estão representados para condições standard que a empresa não especifica quais são: No entanto segundo Engineering ToolBox [24] as condições standard são à temperatura de 20°C, por isso os valores experimentais neste trabalho em princípio devem ser diferentes dos anunciados pelo fabricante devido à temperatura que é de 120°C e também devido à presença do tubo em serpentina que deve afectar os resultados.

## 3.2 Descrição da instalação existente

Resumidamente a instalação (Figura 3.9) até à zona de aquecimento onde se encontram as resistências eléctricas, tem construção metálica e a partir desse componente até ao secador é construída em madeira. É constituída por um ventilador para aspirar o ar, seguidamente o ar passa por um conjunto de resistências onde o ar é aquecido antes de ser introduzido na câmara de tranquilização que possui uma rede, um favo e um venturi. Seguidamente o ar é enviado para o secador que está ligado à câmara de tranquilização através de duas contracções.

Após a realização dos testes o ar é rejeitado para o exterior do laboratório através de um tubo.

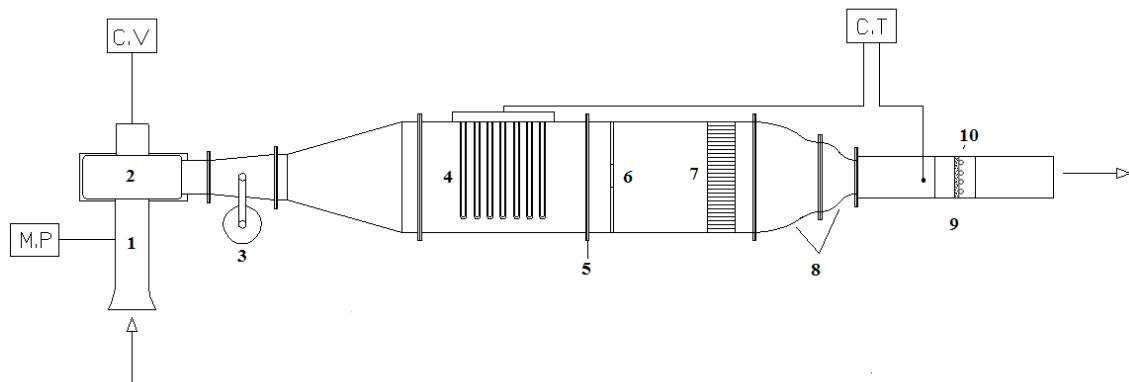


Figura 3.9 – Esquema da instalação de secagem de biomassa adaptado [25]

Legenda da Figura 3.9:

1. Tubeira do ventilador
2. Ventilador
3. Injecção de partículas para medição de velocidade (não utilizado neste trabalho)
4. Resistências eléctricas de aquecimento
5. Rede
6. Venturi
7. Favo
8. Contracções
9. Secador
10. Realização do ensaio

M.P – Medição da pressão para o cálculo do caudal

C.V – Controlador de velocidade realizado através da variação da frequência

C.T – Controlo da temperatura que é realizado através da medição da temperatura antes do ensaio.

Na Figura 3.10 é apresentado o aspecto da instalação



Figura 3.10 – Aspecto da instalação usada nos testes experimentais

### 3.2.1 Ventilador

O ar é aspirado por um ventilador centrífugo que tem uma potência de 0,37 kW a uma velocidade de rotação de 2800 rpm [25]. Este é controlado por um variador de frequência que permite controlar a frequência de rotação e consequentemente o caudal de ar no interior da instalação.



Figura 3.11 - Ventilador

A tubeira tem um diâmetro de 125 mm e um comprimento de 425 mm de comprimento e as tomadas de pressão encontram-se a 200mm da entrada.

É também na tubeira, acoplada ao ventilador, que se mede o caudal de ar da instalação. Para o efeito a tubeira possui três medidores de pressão estáticos radiais que se espaçam entre si com um ângulo de  $120^\circ$  e estão interligados entre si. A pressão é medida através de um manómetro digital Love, mostrado na Figura 3.12, que fornece a pressão relativa.



Figura 3.12 – Manómetro de pressão Love

Com o valor da pressão determina-se a velocidade do ar nessa secção através da equação de Bernoulli e considerando que o fluido é invíscido, sendo que o ponto 1 corresponde ao interior da tubeira e o ponto 0 corresponde ao exterior da tubeira:

$$\frac{p_0}{\rho g} + \frac{u_0^2}{2g} + z_0 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + z_1 \quad (3.35)$$

Simplificando a expressão vem:

$$p_1 = \frac{1}{2} \rho u_1^2 \quad (3.36)$$

Com base na velocidade no interior da tubeira determina-se posteriormente o caudal mássico através da seguinte fórmula:

$$\dot{m} = u_1 * A_{tubeira} * \rho \quad (3.37)$$

Admitindo que a instalação não tem fugas, então o caudal mássico no secador tem o mesmo valor que o da tubeira. Assim, para determinar a velocidade no secador basta aplicar novamente a equação 3.37 para a área da zona de ensaio e tendo em conta as propriedades do ar àquela temperatura.

Durante os testes verificou-se que os valores dos caudais medidos através da tubeira não correspondiam à realidade porque eram obtidas potências térmicas consideravelmente maiores no ar que na água. Pelo que a sua medição teve de se efectuar no secador com um tubo de pitot e utilizando o aparelho representado na Figura 3.12, a velocidade é calculada a partir da equação 3.36 e o caudal é obtido através da equação 3.37 mas para a área do secador.

### 3.2.2 Resistências

O aquecimento do ar é conseguido através de resistências eléctricas com a potência de 4 kW. Mediante a temperatura e o caudal pretendidos no secador as resistências ligam e desligam por acção de um controlador que mede a temperatura imediatamente antes da zona de ensaio (ver C.T da Figura 3.9) e a compara com a temperatura pretendida que é registada no controlador (Figura 3.13).



Figura 3.13 – Controlador da instalação

### 3.2.3 Revisão da instalação

A instalação a utilizar encontrava-se em desuso e tinha alguns defeitos, nomeadamente fugas e o perfil de temperatura não era uniforme na secção do ensaio, pelo que esta teve de ser inteiramente revista.

A uniformização da temperatura é um requisito imprescindível, caso contrário torna-se praticamente impossível medir a diferença de temperatura do ar durante os testes. O perfil de temperaturas ao longo da secção era bastante maior que a diferença de temperatura prevista na simulação do permutador de calor. Por exemplo ao longo da secção do permutador a temperatura podia variar verticalmente (de baixo para cima) de 70°C para 120°C e horizontalmente era possível medir uma diferença entre 10 e 20°C. Este gradiente de temperaturas é problemático uma vez que se esperava uma diferença de 5°C durante os testes para o ar.

Foram revistos todos os componentes da instalação e foi possível observar dois problemas na zona do aquecimento do ar onde se encontram as resistências, verificou-se que estas não possuíam alhetas nas zonas de conexão com a alimentação eléctrica. Foi também possível observar que 3 resistências não funcionavam e muito possivelmente estas nunca chegaram a funcionar porque é possível observar na caixa metálica que engloba as resistências (Figura 3.14) que uma parte desta está oxidada e a outra não, sendo que a zona que não está oxidada coincide com a zona onde estão as 3 resistências que não funcionam.





Figura 3.14 – Caixa das resistências

Em consequência disto verificou-se a existência de gradientes de temperaturas imediatamente a jusante das resistências e com o mesmo perfil observado no secador.

Para tentar solucionar o problema tentou-se primeiramente diminuir a secção do secador de forma a que a secção fica-se com as mesmas dimensões da espuma metálica. Este procedimento melhora a situação mas não o suficiente. A diminuição de cerca de 50% da área de secção é conseguida através do preenchimento com um bloco maciço de madeira.

Outra solução seria aumentar o comprimento do secador e realizar os testes numa zona mais distante das contracções de forma a permitir o desenvolvimento do escoamento, mas após medições realizadas na saída do secador (que é o dobro do comprimento das contracções à zona de ensaio) verificou-se que não havia nenhum melhoramento e chegou-se à conclusão que era necessário fazer outro secador mais comprido e não existe cálculo teórico para saber o comprimento necessário.

Por fim tentou-se solucionar o problema na câmara de tranquilização, colocando-se uma rede adicional na união das contracções com a câmara de tranquilização e alterou-se a orientação e posição do favo (mais junto à rede ou próximo das contracções) mas isto não foi suficiente para obter o perfil de temperatura pretendido, embora se notassem ligeiras melhorias.

A solução final passou pela colocação de um venturi no interior da câmara de tranquilização, porém esta solução tem o problema de causar uma grande perda de carga à instalação que pode ser propício a aumentar as fugas, além de “sobrecarregar ou esforçar” o ventilador.

O venturi construído consiste basicamente numa placa de madeira com 5 mm de espessura com as dimensões da câmara de tranquilização e no centro tem um furo de 80 mm de diâmetro.

No entanto, experimentalmente verificou-se que o ventilador não precisa de funcionar à carga máxima porque a velocidade máxima pretendida no secador corresponde a uma frequência de 30 Hz ou seja quase metade da sua capacidade.

Na zona das contracções (ver numero 8 do esquema da Figura 3.9) verifica-se que o revestimento de poliuretano apresenta fissuras. Na mesma zona também é possível observar que a junção da contracção com o secador não é perfeitamente coincidente e uma parte dessa junção está dilatada provavelmente devido ao calor.

Uma vez que a secção do secador foi parcialmente preenchida de forma a reduzir a dimensão da secção do lado interior, passou a existir uma diminuição abrupta na secção entre a junção do secador e contracção, pelo que resolver os problemas acima descritos em pouco ou nada melhora o escoamento do ar.

### **3.3 Construção do permutador de calor**

Como foi dito anteriormente a instalação para efectuar os testes é construída a partir do secador. As adaptações consistiram em reduzir a secção deste que é preenchido com um bloco maciço de madeira de forma a ajustar à altura da secção da espuma, a largura do secador tem as dimensões coincidentes com a espuma metálica. Outras adaptações consistiram em fazer aberturas de forma a permitir a inserção dos tubos de cobre no interior do secador para a entrada e saída de água, para os termopares e para os medidores de pressão.

Uma vez adaptado o secador foi preciso estudar a melhor geometria dos tubos bem como construir a componente de fornecimento de água, inserir equipamento para medição do seu caudal e a inserção dos termopares no interior dos tubos de forma a que fosse possível a medição das temperaturas antes e depois da secção de ensaio.

Foram consideradas diversas alternativas para a união dos tubos com a espuma com o objectivo de potenciar a transferência de calor entre os dois componentes e facilitar o manuseamento para trocar as amostras entre os ensaios.

### 3.3.1 Escoamento paralelo ou em serpentina

O tubo de cobre pode ser construído em duas geometrias diferentes: escoamento em serpentina ou escoamento paralelo.

No caso de escoamento paralelo, o escoamento é subdividido por vários tubos através de um colector, como é possível observar na Figura 3.15. No entanto, este tipo de construção tem comumente dois problemas: como o caudal é distribuído por vários tubos então a velocidade também é menor, o que por sua vez pode oferecer uma maior resistência à transferência de calor, por outro lado, para que o caudal seja igualmente distribuído é necessário uniformizar a perda de carga pelos diversos tubos, visto que o comprimento que a água percorre por estes é diferente. No entanto, esta construção tem a vantagem de garantir que o perfil de temperatura varie apenas numa direcção.

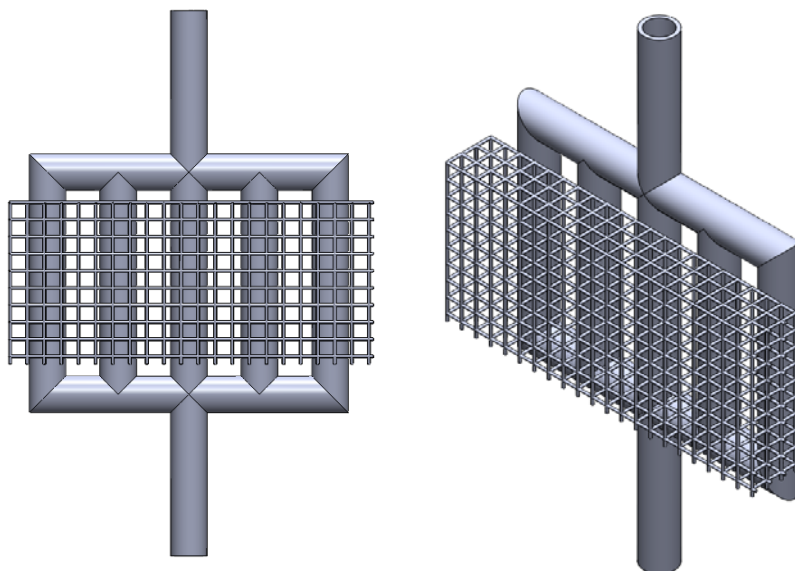


Figura 3.15 – Escoamento paralelo

Esta construção, tendo em conta os objectivos para este trabalho, é mais vantajosa já que, como foi dito no capítulo da simulação, é difícil obter um regime turbulento e em regime laminar o coeficiente de transferência de calor é igual variando a velocidade da água. Apresentar

um perfil de temperatura mais uniforme é vantajoso pois facilita a medição da temperatura no ar e requer menos termopares.

No entanto a sua adaptação ao secador é demasiado “complicada”, é mais difícil vedar o colector para que as zonas em volta dele não fiquem sujeitas a fugas, uma vez que é necessário fazer reentrâncias nas paredes do secador de forma a que estas acomodem o colector. A saída da água tem de ser feita pela parte inferior do secador o que torna mais difícil a medição da temperatura final da água ( $T_{cf}$ ). A remoção do tubo do secador também se revela menos prática porque a inserção do tubo deve garantir uma boa estanquicidade e o processo de retirar o tubo é mais moroso, uma vez que é necessário desmontar alguns componentes. A remoção do tubo do secador é necessário para trocar as diversas amostras e preencher novamente com massa térmica sempre que necessário.

Este tubo foi construído e a questão das perdas de carga resolveram-se com a inserção de um pequeno tubo de nylon no interior de cada tubo de cobre. No entanto esta inserção resultava num diâmetro interno demasiado baixo ficando muito propício ao entupimento.

Podia-se inserir o colector no interior da espuma mas dessa forma esta construção deixava de beneficiar as vantagens enunciadas.

No caso do escoamento em serpentina (Figura 3.16), o tubo é configurado de forma a que o escoamento passe inteiramente por um só tubo. Esta construção permite obter uma menor resistência à transferência de calor porque em certos casos pode fazer com que o escoamento passe de regime laminar a regime turbulento. No entanto esta configuração tem problemas no perfil de temperaturas uma vez que varia em duas direcções.

Na sua adaptação ao secador, esta solução é mais vantajosa porque apenas é necessário que o secador fique com as dimensões da espuma e não é necessário fazer reentrâncias para vedar o colector. Retirar o tubo também é mais fácil uma vez que este fica preso à tampa do secador e é retirado juntamente com esta.

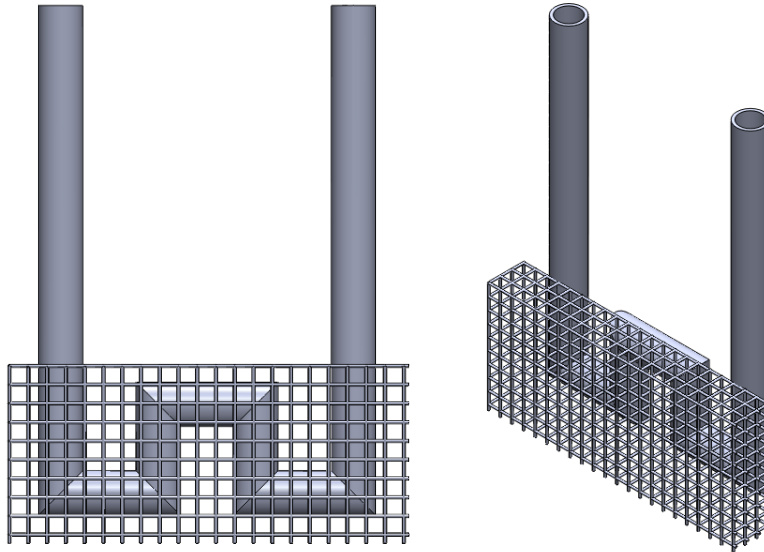


Figura 3.16 – Escoamento em serpentina

### 3.3.2 União da espuma ao tubo

A união do tubo de cobre à espuma de alumínio foi um dos maiores desafios práticos deste trabalho uma vez que a união destes dois metais é pouco comum e também devido à geometria complexa da espuma metálica que dificulta este processo.

Para testar a união dos dois componentes e evitar danificar as espumas metálicas foi construída uma espuma metálica com arame de alumínio com as mesmas dimensões que a espuma metálica a usar nos testes. A espuma consistiu basicamente em fazer uma bola de arame enrolado e em seguida foi prensada até ficar com dimensões semelhantes às da espuma metálica. No final o excesso foi retirado na serra mecânica.



Figura 3.17 – Espuma de testes (emaranhado)

### **3.3.2.1 Soldadura através do estanho**

Após construir a espuma de testes a primeira tentativa passou por tentar brasar uma superfície da espuma a uma placa de cobre através do estanho. O estanho é frequente ser usado para soldadura de cobre, nomeadamente para aplicações electrónicas onde a resistência mecânica não é relevante.

A soldadura do alumínio através do estanho também é possível embora seja em raro e normalmente em reparações “caseiras”. Mesmo assim esta soldadura requer condições específicas e difíceis de controlar porque o alumínio quando aquecido e exposto ao ar forma uma camada de óxido que dificulta o processo de soldadura.

Para o teste foi construído um suporte em aço que tinha como objectivo evitar a fuga de estanho já que este é o único que passa para estado líquido durante a operação, seguidamente a base com a placa de cobre é aquecida no forno até aos 270°C durante 4 minutos. Depois é retirado o suporte, coloca-se o estanho, em cima do cobre que derrete imediatamente e seguidamente coloca-se a espuma de forma a que o estanho fique pressionado entre os dois metais.

No final do teste verificou-se que o estanho tinha aderido bem ao cobre mas não ao alumínio (apenas tinha ficado preso pelos “poros” da espuma). A explicação para a mal sucedida experiência deve-se ao facto de não usar a cera (parafina) [26]. Esta permite que o alumínio aqueça sem entrar em contacto com o ar, para este não formar a película de óxido. No entanto realizar este procedimento é praticamente impossível devido à geometria complexa da espuma.

### **3.3.2.2 Cola de prata**

A segunda tentativa passou por usar cola de prata que é bastante usada em conectores eléctricos. Esta aderiu bastante bem à superfície de cobre assim como à do alumínio. No entanto quando se tentou colar a espuma de testes ao tubo em serpentina verificou-se que este não tinha a resistência pretendida para esta aplicação e acabava por ceder facilmente. Além

disso, tem a desvantagem de durante a troca das amostras ser necessário esperar até que este solidifique, o que pode demorar um dia.



Figura 3.18 – Cola de prata para unir alumínio com cobre

### 3.3.2.3 *Massa térmica*

A alternativa mais viável foi usar uma massa térmica. Este produto aplica-se geralmente nos dissipadores dos processadores dos computadores de forma a conseguir aumentar a área e desta forma melhorar a dissipação de calor. Este, quando aplicado, não solidifica o que torna necessário um mecanismo auxiliar (arame) para fixar a espuma ao tubo. A massa térmica utilizada é da marca *Coolermaster* e pode ser encontrada em qualquer loja de informática. A não solidificação deste material tem a vantagem de não ser necessário esperar quando se troca de amostra.



Figura 3.19 – Massa térmica na interface do tubo/espuma

### 3.3.3 Medição do caudal de água

A melhor solução para abastecer o tubo de cobre de água e medir o seu caudal foi através de um reservatório de água. Após a realização do teste a água é encaminhada para um reservatório acoplado a uma balança, que com o auxílio de um cronómetro permite medir o caudal. Este é controlado através duma válvula que se situa próxima do reservatório de água e o caudal é verificado na balança de 10 em 10 segundos manualmente. Uma vez estabilizado o caudal a verificação apenas se efectua em intervalos de 30 segundos. O caudal é calculado para as propriedades da água à temperatura média, que é 35 °C.

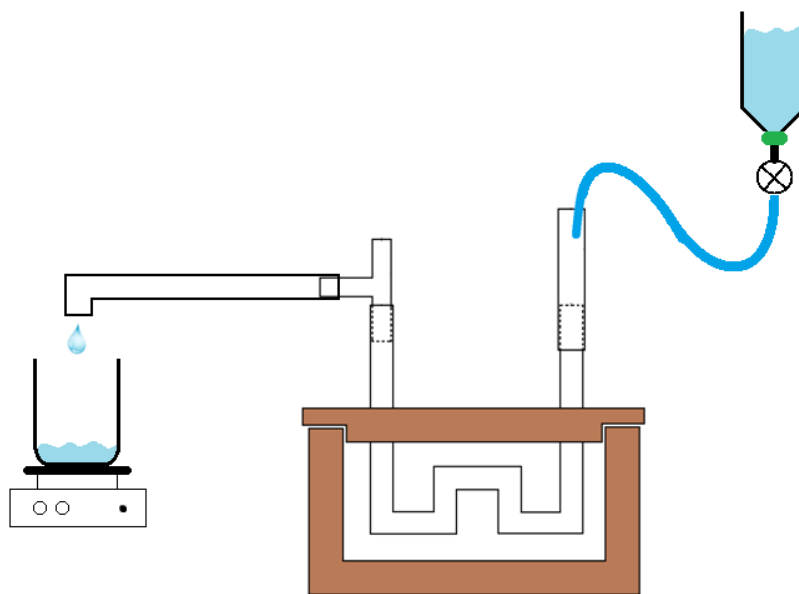


Figura 3.20 – Esquema do secador adaptado

O reservatório de água é construído a partir de uma garrafa de plástico onde é recortado a sua base para permitir o seu abastecimento, esta é conectada a uma válvula através da rolha da garrafa onde foi realizado um furo e a conexão da rolha da garrafa à válvula é feita mediante a inserção de um tubo de mangueira que é fixo com uma cola específica para tubos em PVC para garantir a estanquicidade. Por fim a água é encaminhada da válvula para a instalação através do tubo azul, como representado na Figura 3.21.





Figura 3.21 – Reservatório de água

### 3.3.4 Medição da temperatura e pressão

Para permitir a medição da temperatura da água à entrada e à saída do secador é necessário considerar que os tubos precisam de duas aberturas para o exterior, para que fosse possível inserir os termopares.

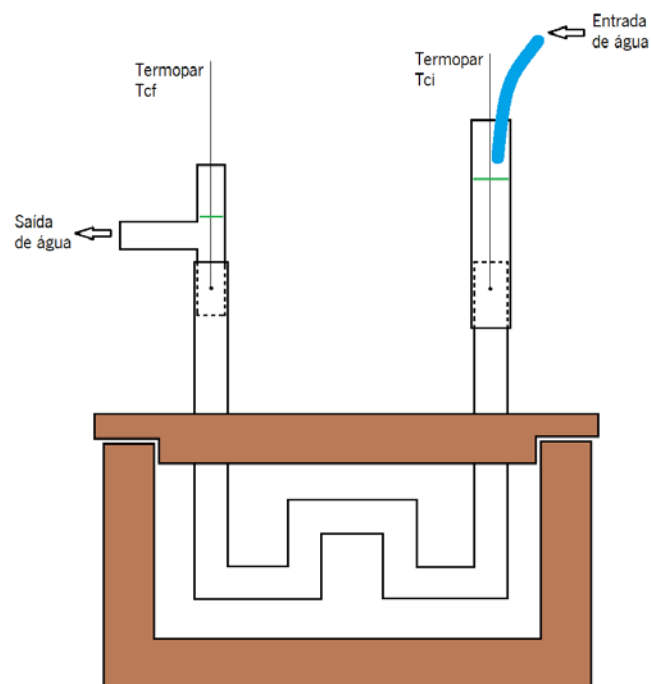


Figura 3.22 – Esquema a mostrar a posição dos termopares que medem a água

O tubo que fornece água à instalação tem um diâmetro inferior ao tubo de cobre, pelo que sobra um espaço onde se pode inserir o termopar que mede a temperatura de entrada  $T_{ci}$  (ver Figura 3.22). À saída a união dos tubos é feita através de um tubo em T onde uma saída é aproveitada para inserir o termopar que mede a temperatura de saída  $T_{cf}$ .

De notar que o tubo de cobre provoca uma perda de carga e é preciso garantir que o tubo à entrada tenha uma altura suficiente para evitar fugas de água. Esta altura é obtida experimentalmente e é garantida mediante o comprimento do tubo que está conectado ao tubo de cobre (ver linhas representadas a verde na Figura 3.22).

As ligações aos tubos de cobre consistem em pequenos tubos de mangueira que ficam presos por aperto e desta forma garante-se também a sua estanquicidade.



Figura 3.23 – Aspecto do tubo de cobre usado nos testes

Para inserir o tubo de cobre no interior do secador são necessárias duas aberturas. Estas são feitas na tampa do secador que foi reconstruída. Os tubos ficam preso na tampa por aperto garantindo também a estanquicidade. Para efectuar a troca da amostra, o tubo é retirado juntamente com a tampa (ver Figura 3.23). A tampa é presa ao secador através de um grampo.

Os termopares do ar ( $T_{hi}$  e  $T_{hf}$ ) situam-se a 60 mm do plano coincidente com o eixo dos tubos de cobre (ver Figura 3.24). Como o perfil de temperaturas do ar à entrada é uniforme a sua medição é feita apenas com um termopar. Verificou-se experimentalmente que este

fornece valores semelhantes à temperatura medida pelo controlador. À saída, a temperatura é medida através de 3 termopares igualmente espaçados, porque esta varia ao longo da secção. O número de termopares requeridos foi estudado experimentalmente aquando a revisão da instalação.

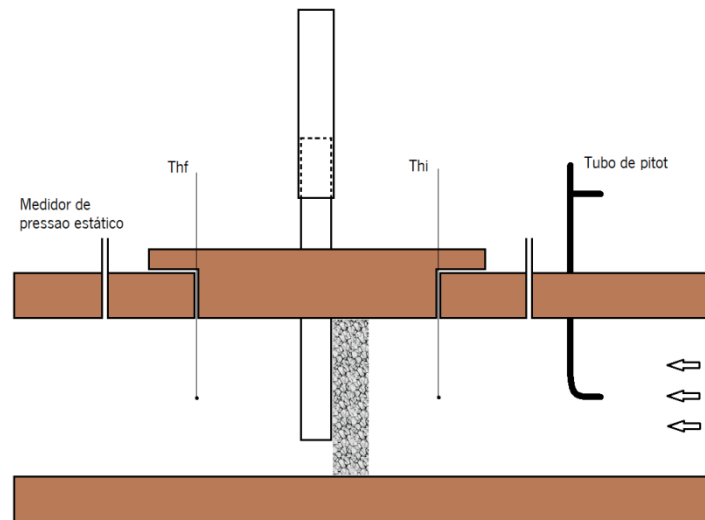


Figura 3.24 – Esquema lateral do secador

A velocidade do ar (e consequentemente o seu caudal) é obtida através de um tubo de pitot que mede a pressão dinâmica, este encontra-se a uma distância de 140mm do eixo do tubo de cobre na entrada do ar e o seu bocal tem 47 mm de comprimento. Para medir a queda de pressão, dois medidores estáticos são acrescentados antes e depois do eixo do tubo de cobre a uma distância de 130mm.

O secador uma vez adaptado, tem uma secção de 45 mm de altura e 96 mm de largura e a distância das contracções até ao eixo dos tubos de cobre é de cerca 270 mm.

## 4 Procedimento

As amostras usadas neste trabalho experimental são fabricadas pela Duocel que é uma subdivisão pertencente às empresas Aerospace Corporation e ERG Materials. Os testes são realizados com três amostras de uma liga de alumínio 6101-T6 com uma densidade relativa de 8% e para densidades de poros de 10, 20 e 40 PPI, foram também efectuados os mesmos testes para o “emaranhado” descrito no capítulo anterior.

Os testes foram realizados para diversas velocidades do ar alterando a frequência do ventilador. Com um tubo de pitot e com o aparelho representado na Figura 3.12 é medido a pressão dinâmica e consequentemente calcula-se a velocidade e o caudal do ar assumindo as suas propriedades a 120°C.

Para a espuma 10 PPI os testes foram efectuados variando a frequência de 5 em 5Hz obtendo as velocidades representadas na Tabela 4.1. Estas velocidades foram convencionadas também para as restantes amostras ajustando a frequência do ventilador, uma vez que a queda de pressão para as diferentes amostras é diferente.

O caudal de água é constante em todos os testes porque segundo a simulação aumentando o caudal é difícil obter um escoamento em regime turbulento e em regime laminar não existe variação de coeficiente de transferência de calor devido ao Nusselt ser constante nessas condições, e também porque a diferença de temperatura através das diferentes densidades de poros é pouco significativa. Por isso os testes foram todos realizados a 0,001 kg/s de água e à temperatura ambiente de 24°C.

Tabela 4.1 – Velocidade obtidas no secador para as diversas frequências do ventilador para 10 PPI

Frequência (Hz)	Velocidade do ar (m/s)
5	2,2
10	3,4
15	4,3
20	5,3
25	6,3
30	7,4

A temperatura é medida com termopares do tipo k e diâmetro de 0,6 mm. Para tal é usada uma placa de aquisição de dados com 16 entradas sendo que uma destas entradas é usada pelo próprio hardware para determinar a “junta fria” (medição da temperatura ambiente), a placa é uma Texas Instruments que está ligada a um computador mediante o programa Virtual Bench 2.5 que regista as temperaturas num ficheiro com a extensão txt, este tipo ficheiro pode ser aberto em Excel para tratar os dados mais facilmente e com mais recursos, como por exemplo calcular valores médios e retirar valores mínimos e máximos.

O procedimento experimental é o seguinte:

1. Verifica-se o estado da massa térmica e se necessário é feita a sua reposição;
2. Inicia-se o ventilador a funcionar na frequência pretendida;
3. As resistências são ligadas e no seu controlador selecciona-se a temperatura pretendida (120°C);
4. Espera-se cerca de meia hora para que toda a instalação aqueça e estabilize a temperatura;
5. Inicia-se o caudal de água durante um minuto, para estabilizar o caudal e a temperatura;
6. Medição da pressão dinâmica e cálculo da velocidade do ar, se necessário reajusta-se a frequência do ventilador de forma a corresponder as velocidades da Tabela 4.1;
7. Inicialização do registo da temperatura no programa Virtual Bench num ficheiro txt;
8. O teste demora cerca de 5 minutos.

Apesar dos testes serem realizados para caudais e temperaturas constantes os valores registados pelo programa Virtual Bench apresentam oscilações as quais conferem um certo grau de incerteza em saber ao valor medido.

Desta forma para tratar os dados é calculado o valor médio da temperatura para cada termopar, como a temperatura do ar à saída ( $T_{hf}$ ) é medida por três termopares, então para estes é obtida em primeiro lugar a média dos três para cada linha de registo (que é efectuada pelo programa em iterações de 2 segundos). Para cada temperatura são também retirados os valores máximos e mínimos para calcular a incerteza nos valores medidos.

A incerteza é calculada através de dois métodos diferentes. O primeiro é calculado de forma a obter a potência térmica máxima e mínima transferida entre os dois fluidos, ou seja pela equação 3.24 o calor é calculado tendo em conta o máximo e o mínimo caudal e a diferença de temperatura registada durante o ensaio. Desta forma são calculados quatro valores diferentes para a potência térmica transferida, usando o máximo e o mínimo de cada fluido.

A incerteza máxima é calculada através da equação 4.1, onde a diferença entre o valor máximo e o mínimo é dividido pelo valor médio medido durante o ensaio de forma a obter a percentagem da variação dos dados:

$$Inc_{max} = \frac{\left(\frac{U_{max} - U_{min}}{U_{med}}\right)}{2} * 100\% \quad (4.1)$$

O  $U_{med}$  é calculado através da potência térmica média dos dois fluidos através da equação 3.23, como é possível observar no anexo A nas tabelas A.1, A.2, A.3 e A.4, e este valor é considerado o  $U_{global}$ .

O valor da equação anterior pode ser interpretado por exemplo da seguinte forma:

$$U_{global} = U_{med} = 255W \pm 17,8\% \quad (4.2)$$

O segundo método consiste em calcular o erro quadrático usado nos trabalhos de Zhao [27], Boomsma [12] e Battacharya [10] e é calculado através da seguinte equação:

$$Inc_{quad} = \sqrt{\left(\frac{(T_{ci_{max}} - T_{ci_{min}})^2}{T_{ci_{med}}^2} + \left(\frac{T_{cf_{max}} - T_{cf_{min}}}{T_{cf_{med}}}\right)^2 + \left(\frac{T_{hi_{max}} - T_{hi_{min}}}{T_{hi_{med}}}\right)^2 + \left(\frac{T_{hf_{max}} - T_{hf_{min}}}{T_{hf_{med}}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{ar_{max}} - \dot{m}_{ar_{min}}}{\dot{m}_{ar_{med}}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{\acute{a}gua_{max}} - \dot{m}_{\acute{a}gua_{min}}}{\dot{m}_{\acute{a}gua_{med}}}\right)^2\right)} \quad (4.3)$$

As equações anteriores podem ser aplicadas também apenas para cada um dos fluidos de forma a saber qual é o fluido que possui maior variação.

As propriedades dos fluidos foram retiradas para as temperaturas médias de operação que são: para o ar 115°C e para a água 35°C e não se considerou qualquer erro na sua definição (ver Tabela 4.2).

Tabela 4.2 – Propriedades dos fluidos

Dados da água a 35 °C			Dados do ar a 115 °C		
$\rho$	994	kg/m <sup>3</sup>	$\rho$	0,9199	kg/m <sup>3</sup>
$c_p$	4178	J/kg.K	$c_p$	1010	J/kg.K
$k$	0,607	W/m.K	$k$	0,029885	W/m.K
$\mu$	7,20E-04	kg/m.s	$\mu$	2,21E-05	kg/m.s
Pr	4,83	-	Pr	0,7073	-

O erro na medição do caudal de água é obtido experimentalmente no aparelho de medida e verificou-se uma incerteza máxima de  $\pm 2$  Pa para as velocidades mais elevadas e de  $\pm 0,5$  Pa para as velocidades mais baixas.

Uma vez que os erros dos aparelhos de medição (termopares e pressão) são consideravelmente inferiores (na ordem dos 0,5%) à incerteza das medições dadas pelas equações 4.1 e 4.3, estes foram desprezados.

Como não existe uma definição completamente plausível do número de Reynolds por se tratar de um meio poroso e seguindo o procedimento de outros autores os gráficos são apresentados em função da velocidade do ar, sendo que o número de Reynolds apenas é usado para obter as correlações.

A formulação mais aceite do número de Reynolds num meio poroso é o baseado na permeabilidade e é definido por:

$$Re_k = \frac{\rho u \sqrt{K}}{\mu} \quad (4.4)$$

Para calcular o número de Nusselt através da equação 3.1 a maioria dos autores utiliza o diâmetro equivalente da secção (diâmetro hidráulico) de ensaio ou o comprimento da espuma paralelo à direcção do escoamento, neste trabalho utilizou-se o diâmetro equivalente que é dado por:

$$D_h = \frac{4A_{cs}}{L_p} \quad (4.5)$$

Devido a um problema técnico no laboratório, os testes experimentais de queda de pressão não puderam ser realizados à mesma temperatura dos testes de transferência de calor, pelo que estes tiveram de ser realizados à temperatura ambiente de 20 °C, onde as propriedades do ar são as seguintes:

Tabela 4.3 – Propriedade do ar nos testes de queda de pressão

Dados do ar a 20 °C	
$\rho$	1,204 kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	1,825E-05 kg/m.s

As principais características das espumas usadas experimentalmente são descritas na seguinte tabela:

Tabela 4.4 – Propriedades da espuma metálica

Propriedade	10 PPI	20 PPI	40 PPI	Emar
dp (mm)	2,54	1,27	0,635	
df (mm)	0,45	0,23	0,12	1,6
área superficial espec (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )	748	1260	1772	2336
densidade relativa (%)	8	8	8	0,93
condutibilidade efectiva (W/m.K)	2,065	2,065	2,065	

Para o emaranhado (Emar) o diâmetro do filamento corresponde ao diâmetro do arame usado na sua produção e a área superficial específica foi obtida multiplicado o perímetro de secção do arame pelo comprimento deste.



## 5 Resultados e discussão

Neste capítulo são apresentados os resultados dos testes experimentais e é feita uma comparação com os cálculos preliminares.

Na figura 5.1 são apresentados os valores de coeficiente de transferência de calor obtidos experimentalmente. O acoplamento da espuma ao tubo faz aumentar o coeficiente em  $80 \text{ W/m}^2\text{K}$ , no entanto os valores são muito idênticos entre as diversas espumas metálicas quando se esperava diferenças de  $40 \text{ W/m}^2\text{K}$  (ver Figura 5.2).

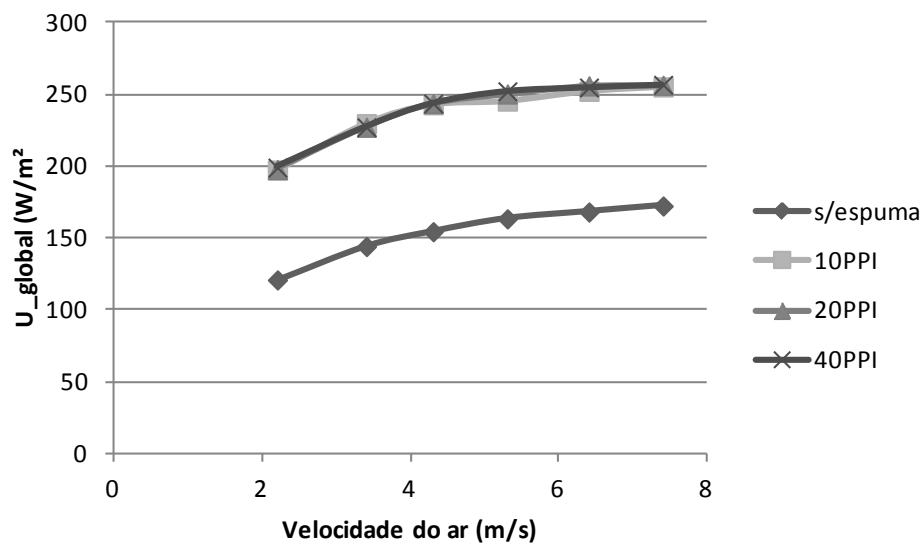


Figura 5.1 – Resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor em função da velocidade do ar

Na figura 5.2 temos um gráfico que mostra o coeficiente de transferência de calor para as velocidades do ar, neste é possível comparar os valores obtidos com os simulados.

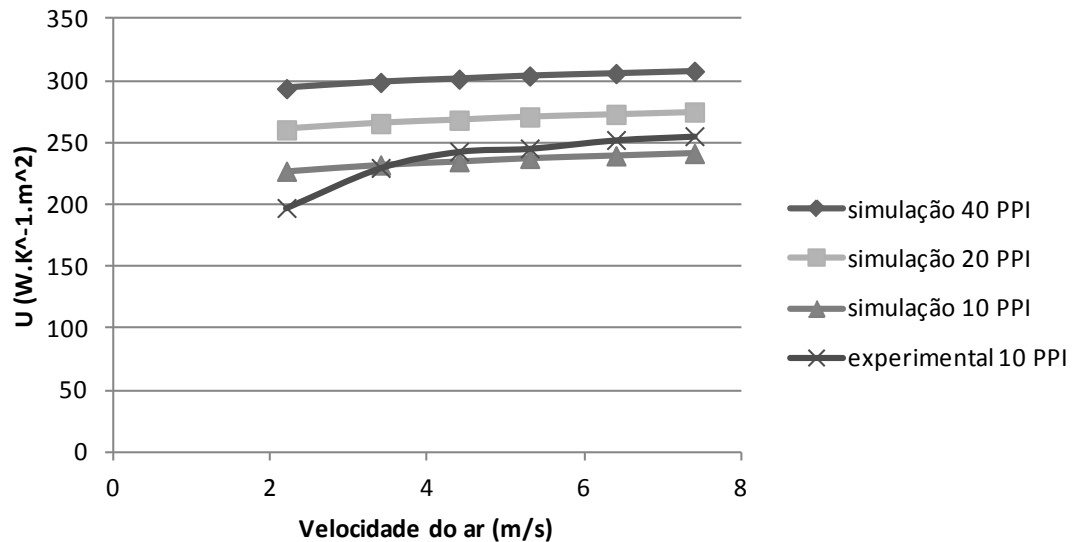


Figura 5.2 – Coeficiente de transferência de calor com espuma vs velocidade do ar

A curva dos valores reais apresenta a mesma tendência que os valores simulados à exceção das velocidades mais baixas. É de notar que no gráfico da figura 5.2 apenas estão representados os valores experimentais correspondentes à espuma de 10 PPI porque para as restantes espumas os valores são muito semelhantes como é possível observar no gráfico da Figura 5.3 onde está representado a diferença entre coeficientes de transferência de calor e a densidade de poros para a simulação e testes experimentais.

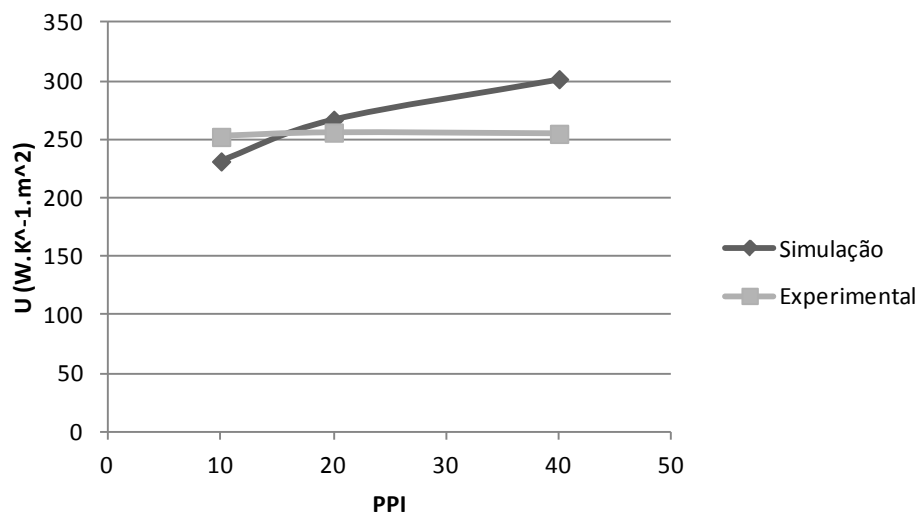


Figura 5.3 – Coeficiente de transferência de calor vs densidade porosa para a velocidade do ar a 5,3 m/s

Uma vez que outros autores conseguiram observar diferenças de transferência de calor entre as diferentes densidades de poros [4][14][11], e que Idranil Gosh admite que os valores obtidos pelo seu método são semelhantes aos resultados experimentais realizados por outro

autor (Giani) [14] apesar de não anunciar qualquer erro para a diferença que pode haver entre os testes experimentais e simulados. Desta forma, é de esperar que haja algum erro ou algum factor controverso nos ensaios experimentais deste trabalho.

Os resultados obtidos podem ser explicados através de diversos factores:

Na simulação pode ser observado que a resistência térmica é maior do lado do ar sem a espuma, mas quando esta é acoplada ao tubo a resistência é maior no lado da água. Uma maior resistência térmica na superfície em contacto com a água faz com que os coeficientes de transferência de calor das diferentes amostras se aproximem entre si porque esta assume um maior peso na resistência total. Este aspecto levanta principalmente duas questões, por um lado não são fornecidos pelos autores os erros da aplicabilidade das suas correlações usadas neste trabalho, pelo que na realidade a resistência térmica da água pode ser maior que a calculada, por outro lado qualquer erro experimental nas medições pode dificultar a medição desta diferença nas amostras.

O método de I. Gosh [14] foi deduzido para simular a transferência de calor de uma espuma metálica em contacto com uma placa o que difere ligeiramente da situação deste trabalho. Enquanto o autor pressupõe que toda a área de uma face da espuma está em contacto com a placa ou seja toda a área contribui para a transferência de calor, neste trabalho experimental apenas uma parte dessa área da mesma face é que está em contacto com os tubos e transfere calor. Para adaptar as suas correlações tiveram de se fazer algumas simplificações que podem induzir erros na simulação. Além disso Gosh não testou o seu modelo para as condições limites (para  $L$  grandes) pelo que nestas condições pode não ser uma simulação exacta e pouco se conhece se os valores do coeficiente devem convergir ou não.

Outra possível causa para o sucedido pode dever-se ao facto de a espuma metálica não preencher na totalidade a secção do secador, em torno da espuma sobra um espaço de 2 mm. Para evitar o risco de danificar as espumas devido à dilatação do material com a temperatura e devido à tampa ser pressionada com um grampo o que induz flexão nas paredes envolventes da espuma, então o espaço vazio foi preenchido com fita-cola de alumínio “enrolada” ao invés com um material duro, podendo não fornecer a estanquicidade adequada. Como a perda de carga difere entre as três amostras pode acontecer que para a amostra que tem uma perda de carga maior (40 PPI), uma parte de fluxo do ar em vez de passar através da

espuma passe pelo espaço vazio e desta forma haja uma maior fuga (escoamento lateral) para as espumas de elevado PPI. Como foi dito no capítulo anterior, o secador é preenchido com um bloco maciço de madeira que também pode favorecer a existência de fugas nestas condições.

Por fim a dificuldade de medir o caudal de ar devido à variação na pressão dinâmica é o principal contributo para as incertezas do coeficiente de transferência de calor obtidos que estão compreendidas entre 10 a 15% segundo a incerteza quadrática (ver Tabela A.1 a A.2), esta incerteza é da mesma ordem de grandeza que a diferença entre os coeficientes das amostras, ou seja, a incerteza na medição da velocidade dificulta o seu ajuste nas diferentes amostras e consequentemente o seu caudal e coeficiente de transferência de calor.

Os autores referidos na bibliografia neste trabalho testaram as espumas para dissipadores electrónicos e nestas condições o coeficiente de transferência de calor pode ser obtido medindo a potência eléctrica com uma incerteza de 2% [6], além disso estes não possuem a resistência térmica da superfície em contacto com a água e como foi dito anteriormente este factor pode fazer com que as diferenças sejam mais relevantes.

A potência térmica transferida é calculada aplicando a equação 3.24 para o ar e para a água. Assumindo que não há perdas de energia nem erros de medição estes valores devem ser iguais, a diferença pode dever-se principalmente a perdas térmicas da instalação, a fugas e a erros na medição de caudais e das temperaturas.

Durante os testes os caudais foram medidos com alguma variância o que gera incertezas ou erros maiores que a diferença das potências térmicas calculadas para os dois fluidos através da equação 3.24. Além disso foram calculados os valores médios de potência térmica e verifica-se que estes apresentam resultados aleatórios, ou seja, a potência térmica do ar nos diversos testes realizados tanto pode ser maior como menor que a potencia térmica da água e assim é difícil quantificar eventuais perdas de energia que possam existir.

Na figura 5.4 estão representados os valores do coeficiente de transferência de calor sem espuma em função da velocidade do ar, estes são 20% maiores que os simulados. A diferença pode ser explicada devido às curvas do tubo que potenciam a turbulência do fluido e consequentemente o coeficiente de transferência de calor nesse local. Também não é fornecido por Hewitt o erro da aplicabilidade da correlação usada.

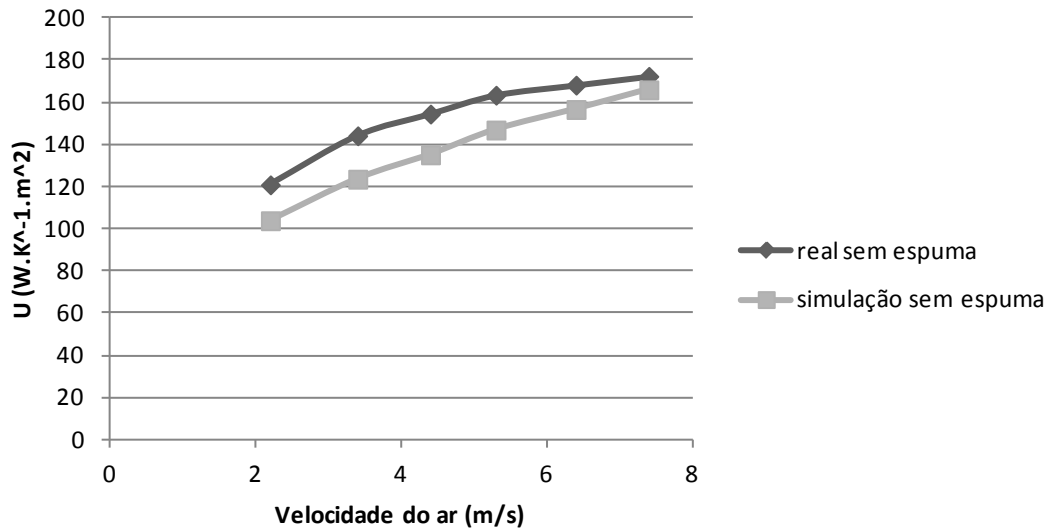


Figura 5.4 – Coeficiente de transferência de calor sem espuma vs velocidade do ar

Com os resultados mencionados anteriormente e seguindo os estudos apresentados por outros autores, as correlações de Nusselt são obtidas tendo em conta a seguinte equação [16],[5],[4].

$$Nu = CRe_k^n \quad (5.1)$$

Onde  $Re_k$  é calculado com base na permeabilidade da espuma metálica e esses valores são apresentados na Tabela 5.1. Os coeficientes da equação 5.1 foram obtidos traçando uma linha de tendência potencial no Excel como é possível observar na figura 5.5, onde está representado o número de Nusselt em função do número de Reynolds:

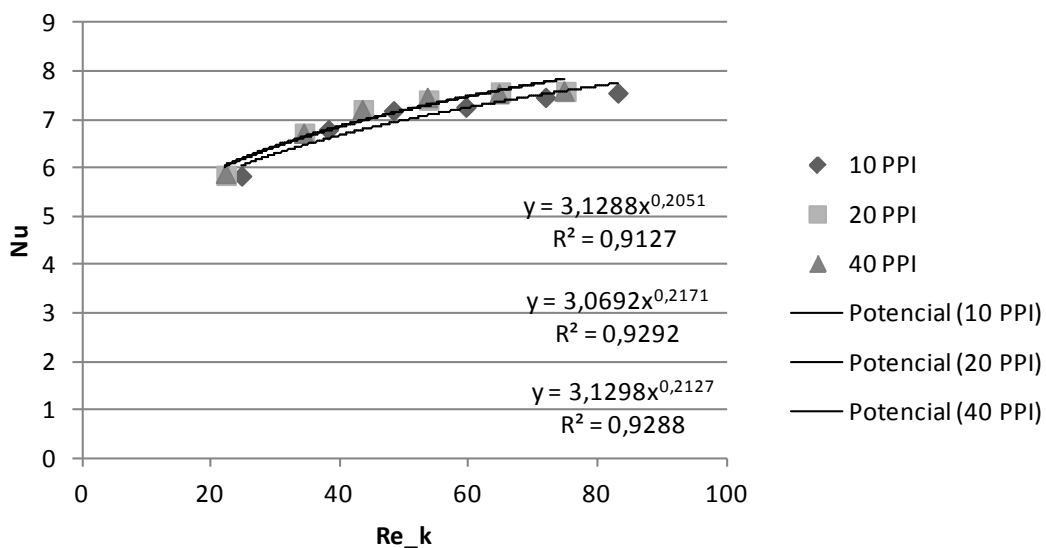


Figura 5.5 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds

Os valores dos coeficientes para as três amostras estão descritos na tabela seguinte:

Tabela 5.1 – Coeficientes da correlação e respectivos erros

PPI	C	n	R <sup>2</sup>
10	3,1246	0,2051	0,9127
20	3,0649	0,2171	0,9292
40	3,1255	0,2127	0,9288

No gráfico da figura 5.6 são apresentado os valores do número de Reynolds em função da velocidade, onde é possível verificar que este diminui com o aumento do PPI.

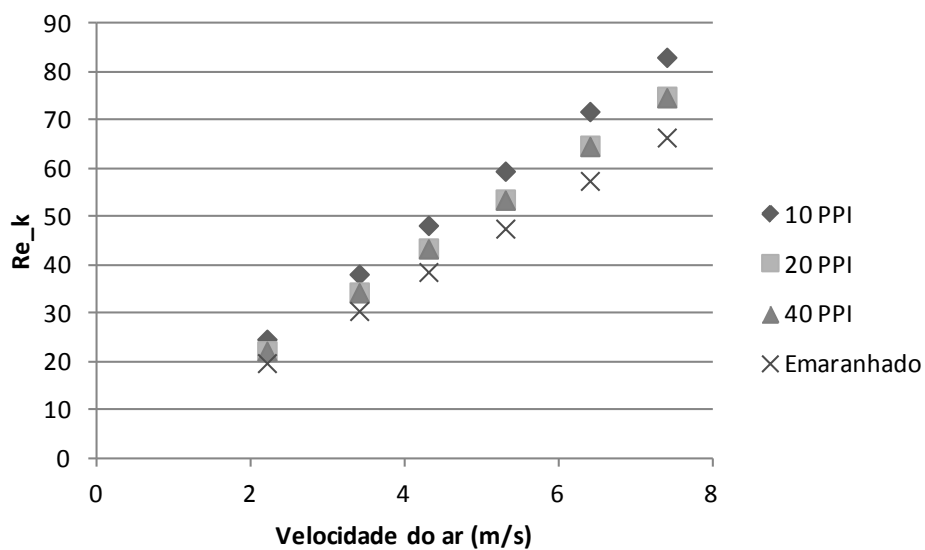


Figura 5.6 – Número de Reynolds em função da velocidade

Nos gráficos seguintes é apresentada a comparação da queda de pressão experimental com os modelos de simulação e os dados do fabricante (Duocel). Para baixas densidades de poros os valores são semelhantes, no entanto para PPI mais elevados os resultados são mais dispersos relativamente aos dados do fabricante.

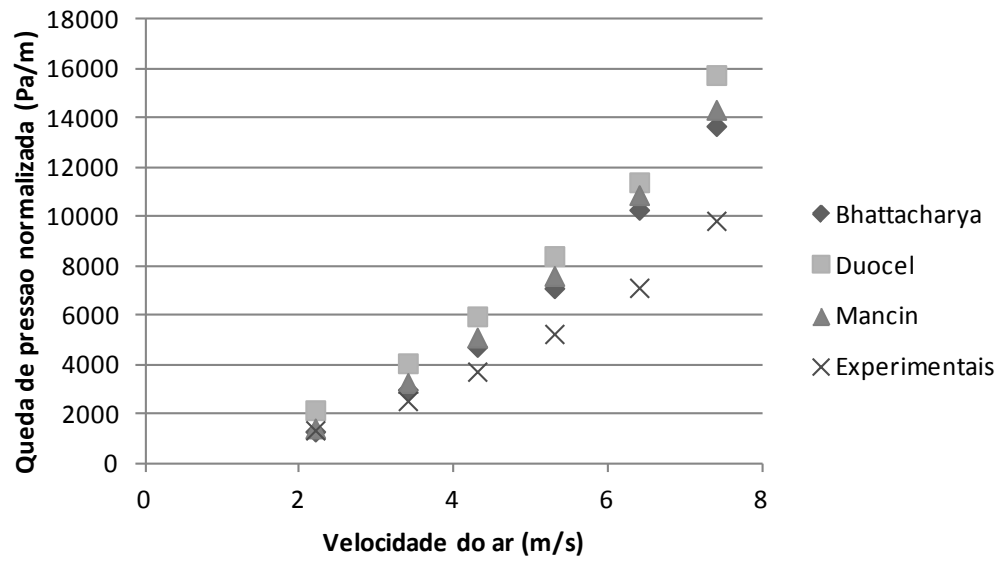


Figura 5.7 – Queda de pressão normalizada para a espuma 10 PPI

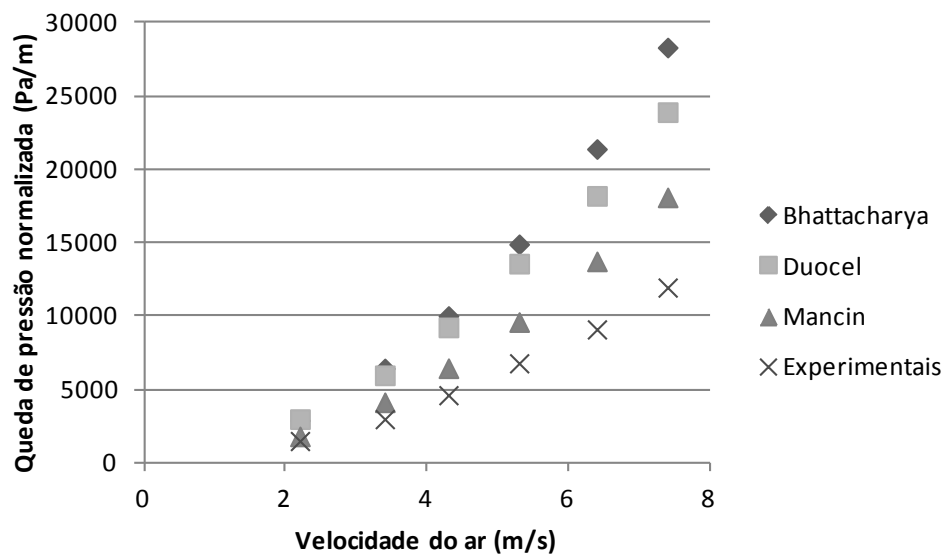


Figura 5.8 – Queda de pressão normalizada para a espuma 20 PPI

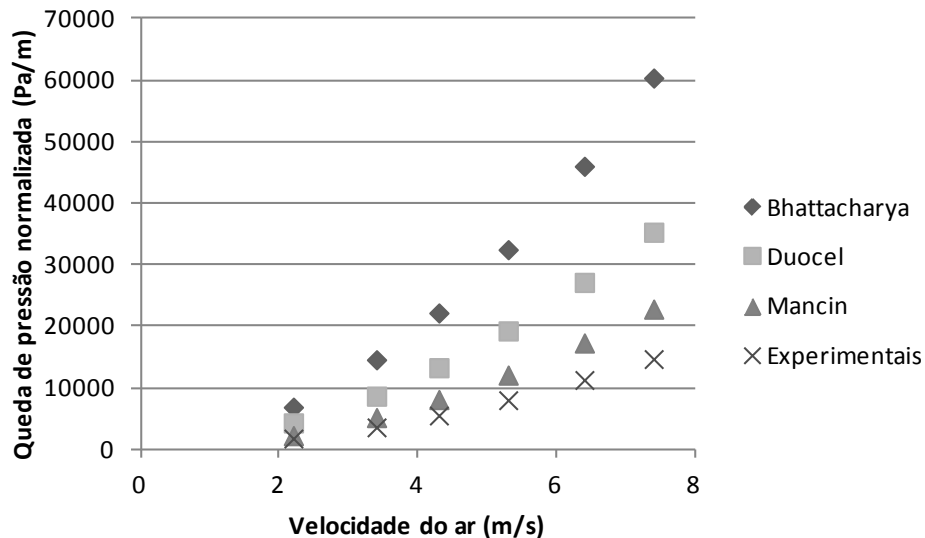


Figura 5.9 – Queda de pressão normalizada para a espuma 40 PPI

Os valores experimentais são consideravelmente inferiores aos anunciados pelo fabricante. Tais resultados indiciam que a espuma não preenche suficientemente o secador uma vez que existe uma folga de aproximadamente 3mm entre a espuma e o secador, outro factor para os resultados obtidos deve-se ao preenchimento do secador com um bloco maciço de madeira que apesar de o preenchimento ficar justo é sempre propício a existirem fugas, por último através da tampa do secador também é provável que esta não garanta a perfeita estanquicidade embora este seja possivelmente o factor com menor contributo no peso global.

Na literatura é usual alguns autores [20] obterem resultados inferiores aos do fabricante. Por exemplo, o modelo de Mancin [20] é construído de forma a obter os seus resultados experimentais e é possível observar que são inferiores aos da Duocel [8], e Battacharya [10] anuncia incertezas para o seu método compreendidas entre 5,2 e 13,9%. Experimentalmente, o erro na medição devido à oscilação dos resultados situa-se em 3% na medição da pressão estática e cerca de 11% na medição da pressão dinâmica, o que pela incerteza quadrática dá aproximadamente 11,4%.

Na seguinte figura estão representados os valores obtidos experimentalmente para as três amostras e para o emaranhado, estes resultados convergem com os obtidos por outros autores e com os do fabricante na medida em que a queda de pressão aumenta com o PPI, para o emaranhado apesar de não ser possível saber o valor de PPI pode-se também concluir que a



queda de pressão aumenta com a densidade relativa porque a um elevado diâmetro de filamento está associado a um baixo valor de PPI.

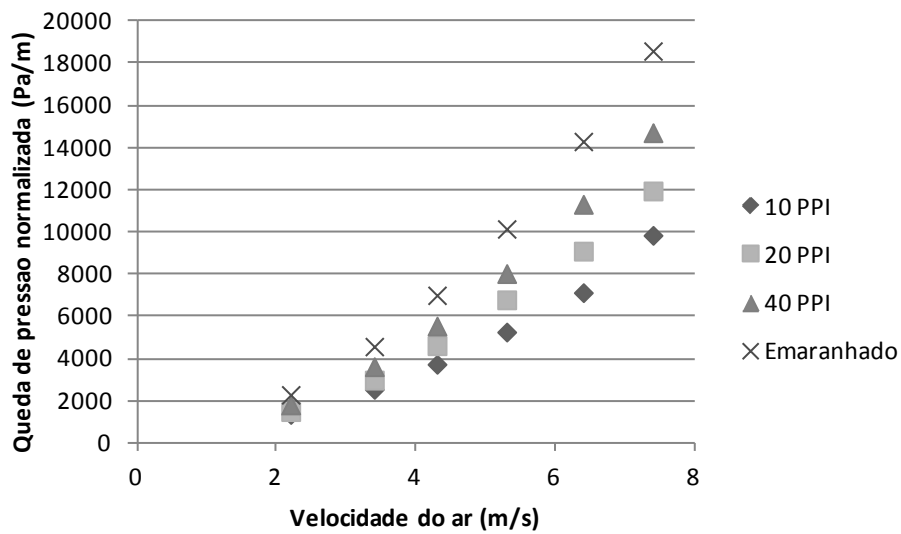


Figura 5.10 – Comparação da queda de pressão para as diversas amostras

Os resultados da permeabilidade e do coeficiente de inércia são apresentados nas seguintes tabelas.

Tabela 5.2 – Resultados experimentais da permeabilidade

Método	10 PPI	20 PPI	40 PPI	Emaranhado
Experimentais	7,28E-08	5,93E-08	5,88E-08	4,66E-08
Duocel	4,55E-08	2,97E-08	2,45E-08	-
Bhattacharya	2,89E-07	7,22E-08	1,81E-08	-

Tabela 5.3 – Resultados experimentais do coeficiente de inércia

Método	10 PPI	20 PPI	40 PPI	Emaranhado
Experimentais	3,18E-02	3,58E-02	4,58E-02	5,14E-02
Duocel	4,02E-02	5,06E-02	7,09E-02	-
Bhattacharya	0,108	0,108	0,108	-

Comparando os resultados experimentais com os obtidos por outros autores [4][10][20], estes valores são diferentes devido aos valores de queda de pressão serem diferentes. Pode ser observado que a permeabilidade diminui com o PPI e aumenta com a densidade relativa e o coeficiente de inércia tem um comportamento inverso.

## 6 Conclusões e sugestões

### 6.1 Conclusões

Contrariando os estudos efectuados por outros investigadores não se verificam diferentes coeficientes de transferência de calor nas diferentes amostras e emaranhado, estes resultados podem dever-se a diversos factores:

- Ao comprimento da espuma (L) ser demasiado grande para a capacidade do permutador que pode fazer com que os valores convirjam;
- À resistência térmica da superfície do tubo em contacto com a água ser bastante maior que a resistência térmica da superfície em contacto com o ar;
- Devido à incerteza que tem uma maior ênfase na medição da velocidade do ar, as diferentes amostras possuem diferentes perdas de carga e é necessário fazer um ajuste na carga do ventilador para garantir a mesma velocidade do ar nas diferentes amostras;
- Ao material utilizado para a união dos tubos com a espuma metálica, pois desconhece-se a condutibilidade térmica deste material bem como as suas melhores condições de funcionamento. Por exemplo este material pode atingir a sua melhor performance apenas a partir de um determinado número de ciclos.

Pelos resultados experimentais verifica-se que a espuma metálica acoplada ao tubo faz aumentar o coeficiente de transferência de calor em cerca de  $80 \text{ W/m}^2\text{.K}$  para as três amostras.

Os resultados de queda de pressão coincidem com os da revisão bibliográfica uma vez que são notáveis diferentes quedas de pressão entre as amostras e esta diferença aumenta com a velocidade do ar, no entanto estes valores são inferiores aos anunciados pelo fabricante e por outros autores o que indicia a existência de fugas no secador, as quais se podem dever à folga da espuma com as paredes do secador e ao preenchimento no interior deste.

## 6.2 Sugestões para trabalhos futuros

Durante a revisão da instalação de secagem de biomassa verificou-se que na câmara de tranquilização o perfil de temperaturas não é uniforme em toda a secção e que a utilização deste componente não tem vantagens uma vez que a união das contracções com o secador não são perfeitas o que anula o efeito para o qual a câmara de tranquilização foi projectada. A solução consistiu em usar uma placa com uma obstrução colocada na câmara mas que aumenta bastante a perda de carga na instalação, sobrecarrega o funcionamento do ventilador, potencia a existência de fugas e gera um som que às vezes é insuportável. Por isso é recomendado que a instalação seja inteiramente reconstruída a partir da zona das resistências como sugerido na seguinte figura, onde a tranquilização é feita no secador através de um favo e a câmara de tranquilização e contracções são substituídos por um venturi de secção quadrangular. Também é recomendado que seja inteiramente reconstruído o secador de forma a ter uma secção justa com a espuma metálica.

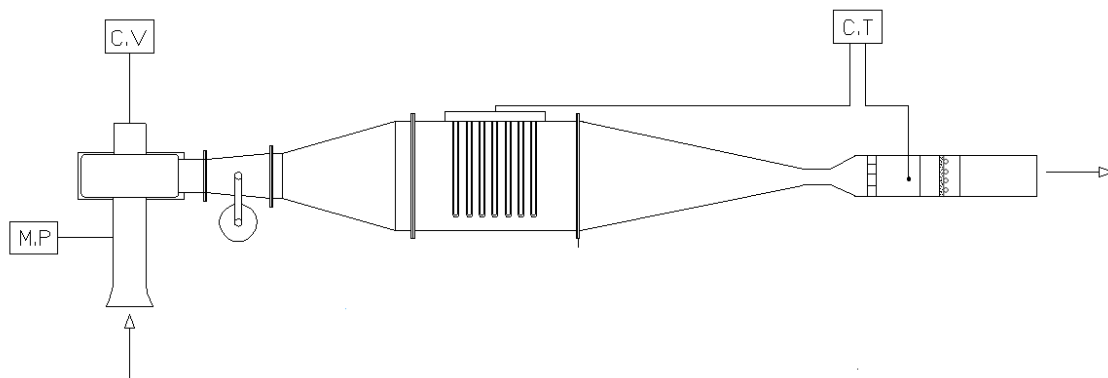


Figura 6.1 – Esquema da instalação após reconstrução

Para conseguir medir coeficientes diferentes, podia-se tentar um tubo rugoso ou com saliências na superfície interior com vista a aumentar a turbulência da água sem afectar os caudais.

Para calcular o diâmetro de filamento é preferível fazer a sua medição na própria espuma através de um método adequado, como por exemplo a microscopia óptica.

A medição da temperatura em vários pontos da espuma metálica e da parede do tubo pode ajudar compreender melhor a transferência de calor como por exemplo o perfil da temperatura ao longo do comprimento da espuma. No entanto é recomendável que se utilize termopares de diâmetros inferiores aos disponíveis no laboratório.

Finalmente, fazer uma comparação dos resultados com um tubo alhetado, construir o permutador de forma a que o tubo fique inteiramente englobado com a espuma metálica, testar diferentes comprimentos de espuma e porosidades, realizar os testes para espumas comprimidas e por fim verificar se o aumento da energia para movimentar o fluido compensa o aumento de transferência de calor.

## Bibliografia

- [1] A. Nakayama, K. Yang, C. Yang , W. Liu Z.F. Huang, "Enhancing heat transfer in the core flow by using porous medium insert in a tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009.
- [2] A. Alina. (2011, Maio) SciTopics. [Online].  
[http://www.scitopics.com/Heat\\_Transfer\\_Enhancement\\_Techniques.html](http://www.scitopics.com/Heat_Transfer_Enhancement_Techniques.html)
- [3] M. F. Ashby, T. J. Lu H. A. Stone, "Heat transfer in open-cell metal foams," *Acta mater*, vol. 46, pp. 3619-3635, 1999.
- [4] A. Hernández, "Combined flow and heat transfer characterization of open cell aluminum foams," Mechanical engineering, University of Puerto Rico, 2005.
- [5] D. Poulikakos, F. Zwick K. Boomsma, "Metal foams as compact high performance heat exchangers," *Mechanics of Materials*, vol. 35, pp. 1161–1176, 2003.
- [6] C. Zilio, A. Cavallini, L. Rossetto S. Mancin, "Heat transfer during air flow in aluminum foams," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 4976–4984, 2010.
- [7] I. Akseli, "The application of aluminum foam for the heat and noise reduction in automobiles," 2005.
- [8] Duocel. (2011, Março) ERG - Aerospace Corporation. [Online].  
<http://www.ergaerospace.com/Descriptors.htm>
- [9] R.L. Mahajan M.S. Phanikuma, "Non-Darcy natural convection in high porosity metal foams," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001.
- [10] V.V. Calmidi, R.L. Mahajan A. Bhattacharya, "Thermophysical properties of high porosity metal foams," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, 2002.

- [11] C.Y. Zhao, S.A. Tassou W. Lu, "Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part I: Metal-foam filled pipes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 2751–2761, 2006.
- [12] D. Poulikakos K. Boomsma, "On the effective thermal conductivity of a three-dimensionally structured fluid-saturated metal foam," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44, pp. 827-836, 2001.
- [13] R.L. Mahajan M.S. Phanikumar, "Non-Darcy natural convection in high porosity metal foams," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 3781–3793, 2002.
- [14] I. Gosh, "Heat transfer correlation for high-porosity open-cell foam," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 1488-1494, 2009.
- [15] L. Ghosn, B. Lercy R. Sullivan, "A general tetrakaidecahedron model for open-celled foams," *International Journal of Solids and Structures*, 2007.
- [16] J.Y. Wu, W.H. Shih, W.C. Chiu W.H. Hsieh, "Experimental investigation of heat-transfer characteristics of aluminum-foam heat sinks," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 5149–5157, 2004.
- [17] W. Lu, S.A. Tassou C.Y. Zhao, "Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part II: Tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 2762–2770, 2006.
- [18] A. Theodorakakos, E. Gavaises, D. Bouris A. Kopanidis, "Numerical simulation of fluid flow and heat transfer with direct modeling of microscale geometry," *European Thermal-Sciences Conference, The Netherlands*, 2008.
- [19] P. D. Quinones-Ramos, E. Cruz-Ruiz, M. Velez-Reyes , E. P. Scott N. Dukhan, "One-dimensional heat transfer analysis in open-cell 10-ppi metal foam," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 5112–5120, 2005.
- [20] C. Zilio, A. Cavallini, L. Rossetto S. Mancin, "Pressure drop during air flow in aluminum

- foams," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 3121–3130, 2010.
- [21] G. Hewitt, *Heat Exchanger Design Handbook*, 2008.
- [22] F. Meier, H. Fries, A. Steinfel J. Petrasch, "Tomography based determination of permeability, Dupuit–Forchheimer coefficient, and interfacial heat transfer coefficient in reticulate porous ceramics," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, pp. 315–32, 2008.
- [23] J. Geertsma, "Estimating the Coefficient of Inertial Resistance in Fluid Flow Through Porous Media," *SPE Journal*, pp. 445-450, 1974.
- [24] (2011, Junho) engineeringtoolbox. [Online]. [http://www.engineeringtoolbox.com/stp-standard-ntp-normal-air-d\\_772.html](http://www.engineeringtoolbox.com/stp-standard-ntp-normal-air-d_772.html)
- [25] L. Carvalho, "Secagem de biomassa," Guimarães, 2006.
- [26] J. Vicente. py2bbs. [Online]. [http://www.py2bbs.qsl.br/solda\\_aluminio.php](http://www.py2bbs.qsl.br/solda_aluminio.php)
- [27] X. Zhao, "Performance of a single-row heat exchanger at low in-tube flow rates," 1995.

## **Anexo A – Resultados experimentais e simulados**



## Anexo A – Resultados experimentais e simulados

Tabela A.1 – Resultados experimentais da transferência de calor para 10 PPI

v_ar (m/s)		Tci (°C)	Tcf (°C)	Thi (°C)	Thf (°C)	m_ar (kg/s)	m_agua (kg/s)	Q_ar (W)	Q_agua (W)	dT <sub>Lm</sub> (°C)	U <sub>global</sub> (W/m².K)	Inc_max (-)	Inc_quad (-)
7,4	maximo	24,6	46,9	120,1	116,0	0,02529	0,00105	104,74	97,83	81,96	296,42		
	minimo	24,8	46,5	119,9	116,9	0,02380	0,00095	72,13	86,13	82,40	205,21		
	medio	24,7	46,7	120,0	116,5	0,02455	0,00100	88,02	91,92	82,18	255,29	0,179	0,118
6,4	maximo	24,6	46,3	120,1	115,3	0,02222	0,00105	107,70	95,20	81,96	303,68		
	minimo	24,8	45,5	119,9	116,4	0,02050	0,00095	72,48	82,16	82,70	206,22		
	medio	24,7	45,9	120,0	115,9	0,02136	0,00100	89,53	88,57	82,33	252,23	0,193	0,130
5,3	maximo	24,5	45,2	120,1	114,4	0,01864	0,00105	107,29	90,81	82,17	301,95		
	minimo	24,7	44,6	119,9	115,6	0,01656	0,00095	71,91	78,99	82,86	204,08		
	medio	24,6	44,9	120,0	115,0	0,01760	0,00100	88,86	84,81	82,51	245,42	0,199	0,156
4,4	maximo	24,6	44,3	120,1	113,1	0,01491	0,00105	105,45	86,42	81,99	297,80		
	minimo	24,8	43,8	119,9	114,2	0,01333	0,00095	76,72	75,41	82,57	214,50		
	medio	24,7	44,1	120,0	113,7	0,01412	0,00100	90,56	80,84	82,28	242,90	0,171	0,152
3,4	maximo	23,8	43,2	120,1	112,2	0,01179	0,00105	94,09	85,11	82,52	264,64		
	minimo	24,2	42,7	119,9	113,1	0,01077	0,00095	73,98	73,43	82,91	207,51		
	medio	24,0	43,0	120,0	112,7	0,01128	0,00100	83,75	79,17	82,71	229,67	0,124	0,137
2,2	maximo	24,5	42,9	120,1	110,8	0,00765	0,00105	71,86	80,72	81,67	228,51		
	minimo	24,8	41,8	119,9	111,6	0,00695	0,00095	58,23	67,47	82,37	166,27		
	medio	24,7	42,4	120,0	111,2	0,00730	0,00100	64,87	73,95	82,02	197,34	0,158	0,142

## Anexo A – Resultados experimentais e simulados

Tabela A.2 – Resultados experimentais da transferência de calor para 20 PPI

v_ar (m/s)		Tci (°C)	Tcf (°C)	Thi (°C)	Thf (°C)	m_ar (kg/s)	m_agua (kg/s)	Q_ar (W)	Q_agua (W)	dT <sub>Lm</sub> (°C)	U <sub>global</sub> (W/m².K)	Inc_max (-)	Inc_quad (-)
7,4	maximo	24,6	46,8	120,1	115,9	0,02529	0,00105	107,29	97,39	81,97	303,06		
	minimo	24,8	46,2	119,9	116,9	0,02380	0,00095	72,13	84,94	82,56	205,19		
	medio	24,7	46,5	120,0	116,4	0,02455	0,00100	89,71	91,16	82,26	256,36	0,191	0,118
6,4	maximo	24,6	45,9	120,1	115,2	0,02222	0,00105	109,94	93,44	82,13	310,15		
	minimo	24,8	45,4	119,9	116,2	0,02050	0,00095	76,62	81,76	82,66	217,56		
	medio	24,7	45,7	120,0	115,7	0,02136	0,00100	93,28	87,60	82,39	255,97	0,181	0,129
5,3	maximo	24,5	45,2	120,1	114,4	0,01864	0,00105	107,29	90,81	82,17	302,47		
	minimo	24,7	44,6	119,9	115,3	0,01656	0,00095	76,93	78,99	82,71	218,32		
	medio	24,6	44,9	120,0	114,9	0,01760	0,00100	92,11	84,90	82,44	250,33	0,168	0,156
4,4	maximo	24,6	44,3	120,1	113,2	0,01491	0,00105	103,94	86,42	82,03	293,71		
	minimo	24,8	43,8	119,9	114,1	0,01333	0,00095	78,06	75,41	82,52	214,37		
	medio	24,7	44,1	120,0	113,7	0,01412	0,00100	91,00	80,92	82,28	243,63	0,163	0,151
3,4	maximo	24,5	43,2	120,1	112,2	0,01179	0,00105	94,09	82,04	82,18	265,55		
	minimo	24,8	42,7	119,9	113,1	0,01077	0,00095	73,98	71,05	82,63	201,60		
	medio	24,7	43,0	120,0	112,7	0,01128	0,00100	84,04	76,54	82,40	227,21	0,141	0,136
2,2	maximo	24,5	42,9	120,1	110,8	0,00765	0,00105	71,86	80,72	81,67	228,51		
	minimo	24,8	41,8	119,9	111,6	0,00695	0,00095	58,23	67,47	82,37	166,27		
	medio	24,7	42,4	120,0	111,2	0,00730	0,00100	65,05	74,10	82,02	197,80	0,157	0,142

Tabela A.3 – Resultados experimentais da transferência de calor para 40 PPI

v_ar (m/s)		Tci (°C)	Tcf (°C)	Thi (°C)	Thf (°C)	m_ar (kg/s)	m_agua (kg/s)	Q_ar (W)	Q_agua (W)	dT <sub>Lm</sub> (°C)	U <sub>global</sub> (W/m².K)	Inc_max (-)	Inc_quad (-)
7,4	maximo	24,6	47,1	120,1	116,0	0,02529	0,00105	104,74	98,71	81,86	296,42		
	minimo	24,8	46,5	119,9	116,9	0,02380	0,00095	72,13	86,13	82,40	205,48		
	medio	24,7	46,8	120,0	116,5	0,02455	0,00100	88,43	92,42	82,13	256,76	0,177	0,118
6,4	maximo	24,6	46,4	120,1	115,2	0,02222	0,00105	109,94	95,63	81,86	309,80		
	minimo	24,8	45,4	119,9	116,4	0,02050	0,00095	72,48	81,76	82,76	206,48		
	medio	24,7	45,9	120,0	115,8	0,02136	0,00100	91,21	88,70	82,31	254,86	0,203	0,131
5,3	maximo	24,5	45,4	120,1	114,4	0,01864	0,00105	107,29	91,69	82,07	303,05		
	minimo	24,7	44,9	119,9	115,3	0,01656	0,00095	76,93	80,18	82,55	218,60		
	medio	24,6	45,2	120,0	114,9	0,01760	0,00100	92,11	85,93	82,31	252,20	0,167	0,156
4,4	maximo	24,6	44,3	120,1	113,1	0,01491	0,00105	105,45	86,42	81,99	297,80		
	minimo	24,8	43,8	119,9	114,2	0,01333	0,00095	76,72	75,41	82,57	214,50		
	medio	24,7	44,1	120,0	113,7	0,01412	0,00100	91,08	80,92	82,28	243,74	0,171	0,152
3,4	maximo	24,5	43,2	120,1	112,2	0,01179	0,00105	94,09	82,04	82,18	265,55		
	minimo	24,8	42,7	119,9	113,1	0,01077	0,00095	73,98	71,05	82,63	201,60		
	medio	24,7	43,0	120,0	112,7	0,01128	0,00100	84,04	76,54	82,40	227,21	0,141	0,136
2,2	maximo	23,7	42,3	120,1	110,8	0,00765	0,00105	71,86	81,60	82,36	230,05		
	minimo	24,1	41,8	119,9	111,6	0,00695	0,00095	58,23	70,25	82,71	164,87		
	medio	23,9	42,1	120,0	111,2	0,00730	0,00100	65,05	75,92	82,54	199,14	0,164	0,141

## Anexo A – Resultados experimentais e simulados

Tabela A.4 – Resultados experimentais da transferência de calor apenas para o tubo de cobre

v_ar (m/s)		Tci (°C)	Tcf (°C)	Thi (°C)	Thf (°C)	m_ar (kg/s)	m_agua (kg/s)	Q_ar (W)	Q_agua (W)	dT <sub>Lm</sub> (°C)	U <sub>global</sub> (W/m <sup>2</sup> .K)	Inc_max (-)	Inc_quad (-)
7,4	maximo	23,5	39,9	120,1	117,2	0,02529	0,00105	74,08	71,95	86,78	198,04		
	minimo	23,8	39,1	119,9	117,8	0,02380	0,00095	50,49	60,73	87,23	135,68		
	medio	23,7	39,5	120,0	117,5	0,02455	0,00100	62,29	66,34	87,00	172,37	0,181	0,119
6,4	maximo	23,6	38,8	120,1	116,6	0,02222	0,00105	78,53	66,68	87,02	208,63		
	minimo	23,8	37,7	119,9	117,4	0,02050	0,00095	51,77	55,17	87,78	138,74		
	medio	23,7	38,3	120,0	117,0	0,02136	0,00100	65,15	60,93	87,40	168,20	0,208	0,132
5,3	maximo	23,5	37,4	120,1	115,9	0,01864	0,00105	79,05	60,98	87,46	209,33		
	minimo	23,7	36,5	119,9	116,6	0,01656	0,00095	55,19	50,80	88,06	135,46		
	medio	23,6	37,0	120,0	116,3	0,01760	0,00100	67,12	55,89	87,76	163,43	0,226	0,157
4,4	maximo	23,6	36,4	120,1	115,0	0,01491	0,00105	76,83	56,15	87,49	203,26		
	minimo	23,8	35,7	119,9	116,0	0,01333	0,00095	52,49	47,23	88,14	125,89		
	medio	23,7	36,1	120,0	115,5	0,01412	0,00100	64,66	51,69	87,82	154,48	0,250	0,152
3,4	maximo	23,5	35,6	120,1	114,3	0,01179	0,00105	69,08	53,08	87,61	182,72		
	minimo	23,8	34,9	119,9	115,2	0,01077	0,00095	51,14	44,06	88,16	117,26		
	medio	23,7	35,3	120,0	114,8	0,01128	0,00100	60,11	48,57	87,89	144,18	0,227	0,137
2,2	maximo	23,6	34,0	120,1	113,3	0,00765	0,00105	52,54	45,62	87,89	139,42		
	minimo	23,8	34,7	119,9	114,1	0,00695	0,00095	40,69	43,26	87,73	108,17		
	medio	23,7	34,4	120,0	113,7	0,00730	0,00100	46,62	44,44	87,81	120,92	0,129	0,141

Tabela A.5 – Coeficiente de transferência de calor simulado em função da velocidade

v (m/s)	s/espuma	10 PPI	20 PPI	40 PPI
2,2	103,9	227,0	260,4	293,7
3,4	123,6	232,1	265,5	298,7
4,3	135,1	234,8	268,2	301,3
5,3	146,9	237,4	270,8	303,8
6,4	156,6	239,4	272,9	305,8
7,4	165,9	241,4	274,8	307,7

Tabela A.6 – Coeficiente de transferência de calor simulado em função do comprimento da espuma (L)

L (mm)	10PPI	20PPI	40PPI
1	168,6	194,1	244,1
3	192,6	237,9	291,4
5	208,7	255,7	299,7
7	218,9	262,7	301,3
9	225,3	265,5	301,6
11	229	266,5	301,6
13	231,3	266,9	301,6
15	232,6	267,1	301,6

Tabela A.7 – Rendimento da alheta ( $\eta$ ) simulado em função do comprimento da alheta (L)

L (mm)	10PPI	20PPI	40PPI
1	0,994	0,982	0,947
3	0,948	0,859	0,681
5	0,869	0,698	0,468
7	0,777	0,559	0,343
9	0,685	0,455	0,268
11	0,603	0,378	0,219
13	0,532	0,322	0,186
15	0,472	0,279	0,161

Tabela A.8 – coeficiente de transferência de calor simulado da amostra 10PPI em função da porosidade

$\epsilon$	10PPI
0,8	256,4
0,82	253,6
0,84	250,4
0,86	246,8
0,88	242,6
0,9	237,5
0,92	231,3
0,94	223,3
0,96	212,5

Tabela A.9 – Coeficiente de transferência de calor simulado em função do PPI

PPI	U_global
10	231,3
20	266,9
40	301,6

Tabela A.10 – Queda de pressão normalizada para 10 PPI (Pa/m)

Velocidade	Bhattacharya	Duocel	Mancin	Experimentais
2,2	1.307	2.173	1.434	1.358
3,4	3.005	4.075	3.277	2.547
4,3	4.735	5.976	5.118	3.735
5,3	7.116	8.421	7.612	5.263
6,4	10.292	11.409	10.889	7.131
7,4	13.687	15.756	14.346	9.847

Tabela A.11 - Queda de pressão normalizada (Pa/m) para 20 PPI

Velocidade	Bhattacharya	Duocel	Mancin	Experimentais
2,2	2.893	2.988	1.809	1.494
3,4	6.440	5.972	4.134	2.986
4,3	10.013	9.236	6.456	4.618
5,3	14.901	13.583	9.602	6.791
6,4	21.393	18.200	13.737	9.100
7,4	28.308	23.905	18.096	11.953

Tabela A.12 – Queda de pressão normalizada (Pa/m) para 40 PPI

Velocidade	Bhattacharya	Duocel	Mancin	Experimentais
2,2	6.897	4.346	2.282	1.811
3,4	14.598	8.693	5.214	3.622
4,3	22.200	13.311	8.144	5.546
5,3	32.480	19.287	12.113	8.036
6,4	46.019	27.165	17.328	11.319
7,4	60.355	35.315	22.828	14.714

Tabela A.13 – Comparação dos valores experimentais para as diversas amostras

Velocidade	10 PPI	20 PPI	40 PPI	Emaranhado
2,2	1.358	1.494	1.811	2.287
3,4	2.547	2.986	3.622	4.575
4,3	3.735	4.618	5.546	7.006
5,3	5.263	6.791	8.036	10.151
6,4	7.131	9.100	11.319	14.297
7,4	9.847	11.953	14.714	18.587

## **Anexo B – Dados do fabricante**

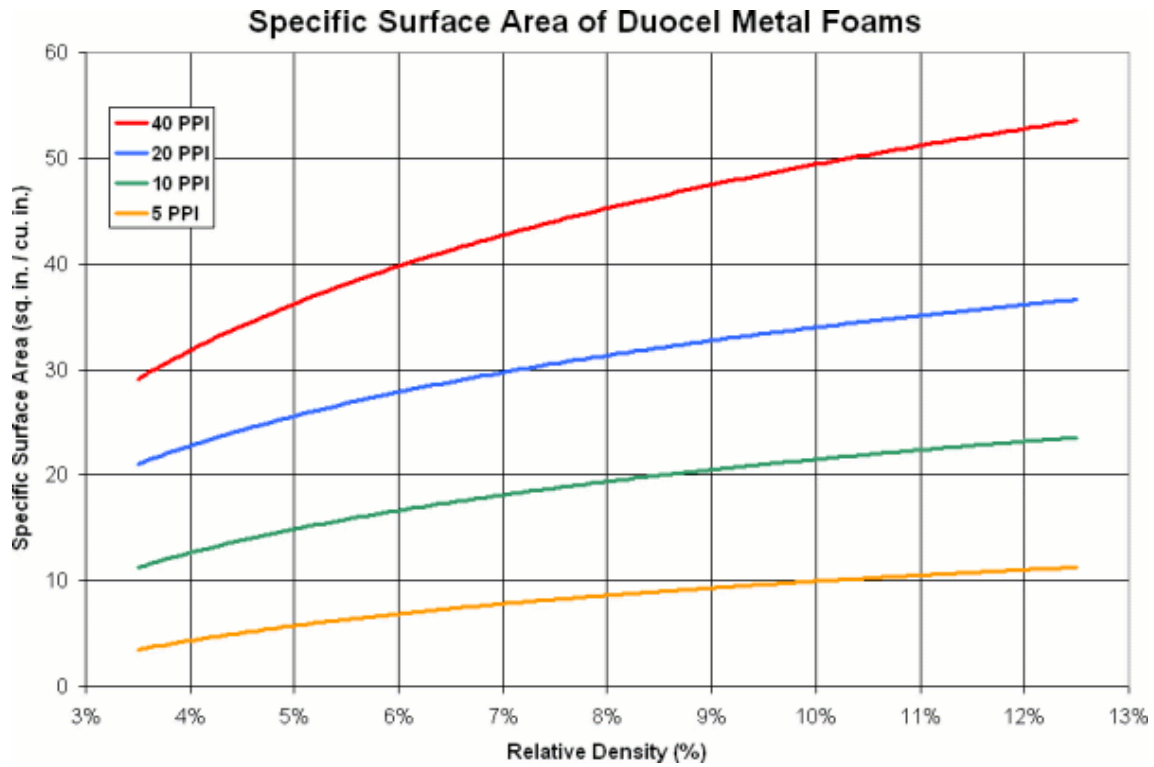


Figura B.1 – Área superficial específica [8]

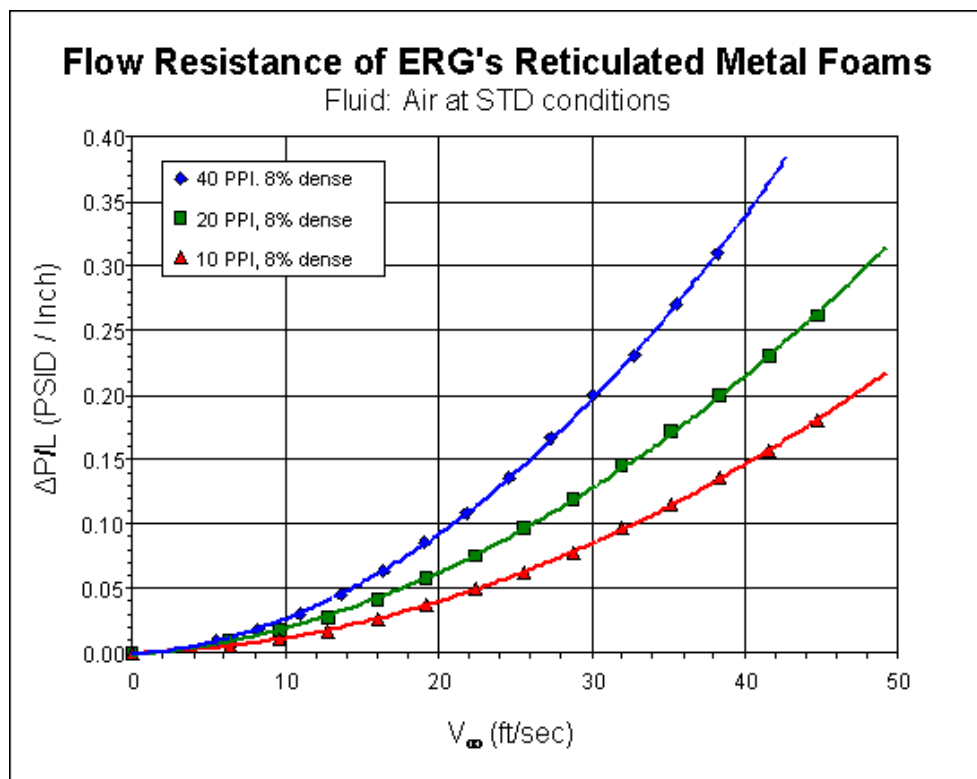


Figura B.2 – Queda de pressão normalizada x velocidade Darciana [8]



## **Anexo C – Correlações de espumas metálicas**

## Transferência de calor

### Modelo de Gosh

O método de Idranil Gosh baseia-se no cálculo da taxa de calor transferido através da superfície da espuma que está em contacto com uma parede ou uma placa que é dado pela equação C.1

$$Q_f = \left(\frac{H}{d_p}\right) \left(\frac{W}{d_p}\right) \sqrt{h P k_f A_c (1 + 4\eta_{\frac{1}{2}}) \theta_1} \tanh(ML) \quad (C.1)$$

De realçar que o seu método apenas pressupõe o cálculo do calor transferido através da componente metálica e não calcula o valor que é transferido directamente através do ar para a parede.

Os parâmetros apresentados na equação C.6 são calculados através das seguintes equações, sendo  $\eta_{\frac{1}{2}}$  e dado pela equação C.2

$$\eta_{\frac{1}{2}} = \frac{\tanh m \frac{d_p}{2}}{m \frac{d_p}{2}} \quad (C.2)$$

onde  $m$  é calculado pela equação

$$m = \sqrt{\frac{4h}{k_f d_f}} \quad (C.3)$$

$M$  vem:

$$M = m \sqrt{1 + 4\eta_{\frac{1}{2}}} \quad (C.4)$$

E  $\eta_f$  é dado por:

$$\eta_f = \frac{\tanh(ML)}{ML} \quad (C.5)$$

O valor de  $Nu$  é dada por:

$$Nu = 1,13Re^{0,4}Pr^{1/3} \quad (C.6)$$

onde, para calcular  $h$  considera-se como comprimento característico o diâmetro de filamento dado pela equação 2.5.

### Modelo de Mancin

$$HTC^* = \alpha * a * L * \eta^* = \alpha * a * L * \left( \frac{1 + \eta * a * L}{1 + a * L} \right)$$

$$\eta = \frac{\tanh (mL)}{mL}$$

$$m = \left( \frac{4\alpha}{k_f d_f} \right)^{0,5}$$

Para todas as espumas excepto a de 5 PPI

$$\alpha = \frac{k_{ar}}{d_f} 0,02Re^{0,9}Pr^{0,33}$$

E para a espuma de 5 PPI

$$\alpha = \frac{k_{ar}}{d_f} 0,058Re^{0,75}Pr^{0,33}$$

Onde  $Re$  é referido ao diâmetro do filamento e vem

$$Re = \frac{\rho u d_f}{\mu \varepsilon}$$

$L$  é referido como o comprimento efectivo da espuma metálica e é dado por:

$$L = 6,6 * L * PPI^{0,99} (0,0254 - d_f * PPI)$$

## Queda de pressão

### Modelo de Battacharya

Tortuosidade

$$\frac{1}{\chi} = \frac{\pi}{4\varepsilon} \left( 1 - \left( 1.18 \sqrt{\frac{(1-\varepsilon)}{3\pi}} \frac{1}{G} \right)^2 \right) \quad (C.7)$$

Permeabilidade

$$\frac{K}{d^2} = \frac{\varepsilon^2}{36\chi(\chi-1)} \quad (C.8)$$

Onde d:

$$d = \sqrt{\frac{\chi}{3\varepsilon}} d_p \quad (C.9)$$

Coefficiente de inércia

$$f = 0.095 \frac{C_D(0.85)}{12} G^{-0.8} \sqrt{\frac{\varepsilon}{3(\chi-1)}} \left( 1.18 \sqrt{\frac{(1-\varepsilon)}{3\pi}} \frac{1}{G} \right)^{-1} \quad (C.10)$$

### Modelo de Mancin

$$\frac{dP}{dx} = \frac{2F(\rho u)^2}{D_h \rho} \quad (C.11)$$

$$F = \frac{1,765 Re^{-0,1014} \varepsilon^2}{PP I^{0,6}} \quad (C.12)$$

$$Re = \frac{D_h u \rho}{\mu \varepsilon} \quad (C.13)$$

$$D_h = 0,0122 PPI^{-0,849} \quad (C.14)$$

## **Anexo D – Processos de fabrico das espumas metálicas**

## A partir de metal fundido

Geralmente este processo aplica-se para produzir espumas de liga de alumínio e tem por base a injeção de gás (por exemplo dióxido de carbono, oxigénio, ar, gases inertes) no seio do metal fundido, ou por adição de um agente expensor que sofre decomposição térmica libertando gás. As bolhas de gás injectadas ou formadas por decomposição térmica de um agente expensor têm tendência a alcançar a superfície rapidamente num líquido altamente denso. Neste processo é adicionada uma pequena percentagem pós cerâmicos finos (por exemplo carboneto de silício ou alumina) ou elementos de liga na forma de pó ao metal fundido com o objectivo de aumentar a viscosidade do metal fundido para as bolhas não ascenderem rapidamente até à superfície e rebentarem, assim controlando a viscosidade consegue-se estabilizar as bolhas e controlar a velocidade de ascensão das bolhas.

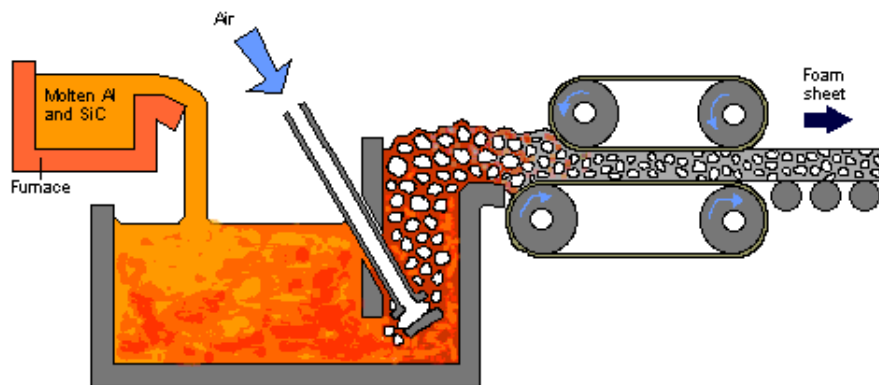


Figura D.1 – Processo de expansão directa

Durante a injeção de gás no interior do metal fundido é usado um rotor ou um bico de injeção vibrante para distribuir uniformemente as bolhas pelo metal fundido. Seguidamente o semi-líquido à superfície é vazado continuamente para um tapete rolante de extracção onde ocorre a solidificação deste.

Como mencionado anteriormente, a segunda via para a produção de espumas metálicas a partir de metal fundido é a adição homogénea de um agente expensor no seu interior. O agente expensor decompõe-se termicamente como resultado do calor do próprio metal fundido dando origem à libertação de um gás, o qual é responsável pelo processo de expansão.

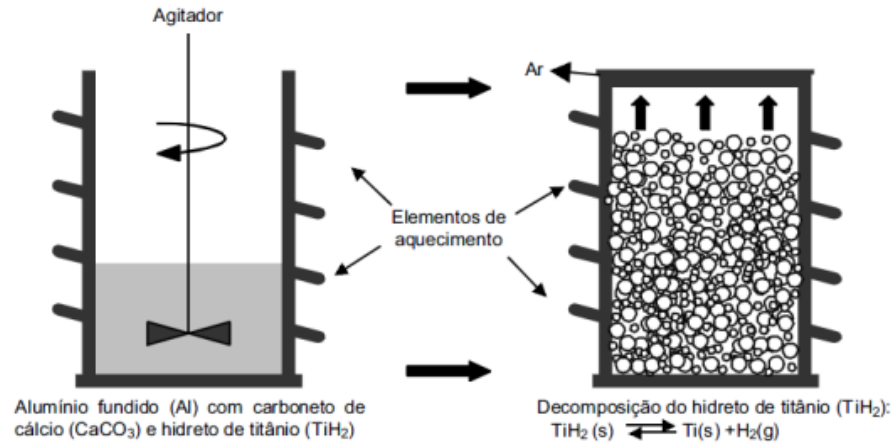


Figura D.2 - Processo usando um elemento expander

### Solidificação eutética de sólido – gás

O processo de solidificação eutética de sólido-gás consiste na fusão do metal numa atmosfera de hidrogénio, sendo arrefecida através do ponto eutético, em que o hidrogénio é a fase gasosa no interior do metal. A solidificação eutética do material e a nucleação dos poros ocorre simultaneamente como um resultado da difusão do hidrogénio gasoso no metal.

Este processo está a ser utilizado para produzir metais porosos (cobre, alumínio, níquel, berílio, molibdénio, cobalto, aço, bronze) e cerâmicos.

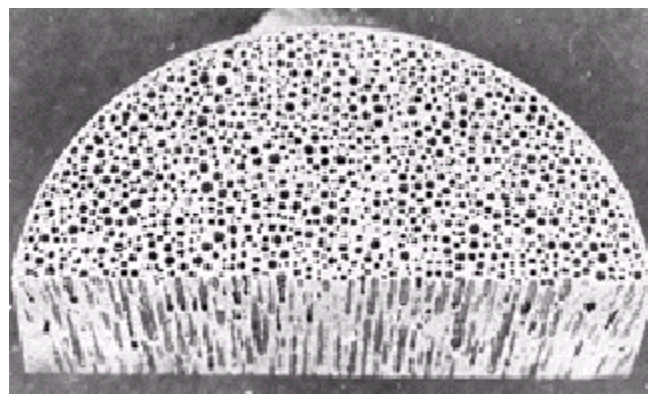


Figura D.3 – Espuma produzida através da solidificação eutética



## Fundição de precisão

O método de fundição de precisão inicia-se com uma espuma polimérica, a qual deve ter a geometria e a estrutura porosa igual ao componente que se pretende fabricar. Esta espuma é então preenchida por uma suspensão de um material resistente ao calor, por exemplo uma mistura de mulite, resina fenólica e carboneto de cálcio. Seguidamente a mistura é seca e a espuma polimérica é removida por simples aquecimento, resultando uma espuma cerâmica. O metal fundido é então vazado para o interior da estrutura aberta da espuma cerâmica. Finalmente, o material constituinte do molde é removido e a espuma metálica é então obtida, sendo uma imagem exacta da forma da espuma polimérica com que se partiu

A empresa ERG (na Califórnia) produz espumas metálicas através deste processo, sob o nome comercial DUOCEL, em pequenas séries para tecnologia avançadas tais como semicondutores, aplicações criogénicas e outras aplicações específicas. As espumas obtidas através deste processo diferem das outras por terem as células abertas.

Através deste processo é possível produzir estruturas metálicas de elevada qualidade, variando a distribuição dos poros dos materiais resultantes de 5 a 40 poros por polegada, correspondendo a uma gama de porosidade de 85-97 %. Esta técnica permite produzir componentes de geometria complexa.

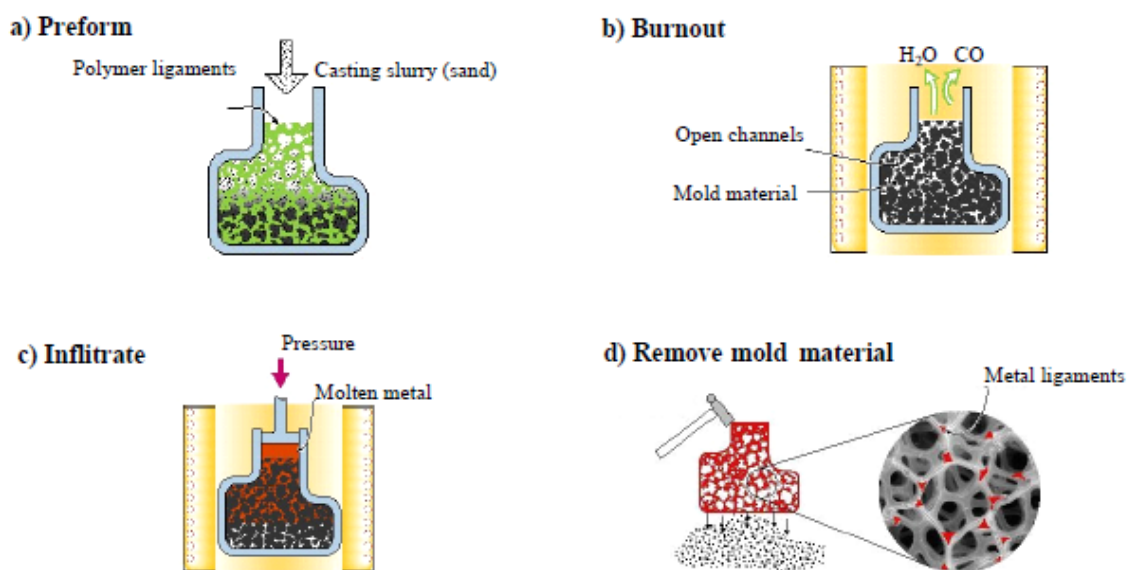


Figura D.4 – Processo de fundição de precisão

## Pulverotecnologia

Este processo inicia-se com a mistura de pós metálicos e agentes expansores que são substâncias que tem a capacidade de se evaporarem depressa. Seguidamente esta mistura é compactada a quente de forma a originar um material sólido onde os pós do agente expensor estão dispersos. Esta pode ser conseguida através da prensagem unidireccional ou através da extrusão e os produtos obtidos são isentos de porosidade e consequentemente estes produtos semi-acabados podem ser ainda trabalhados através da laminagem. A etapa final consiste no desenvolvimento da estrutura porosa que ocorre a temperaturas acima do ponto de fusão do metal e o agente expensor decompõe-se termicamente o que força o material a expandir devido à formação de gás no seu interior, ao atingir a expansão requerida o metal tem de ser arrefecido rapidamente.

As espumas resultantes têm uma estrutura porosa fechada e é possível produzir peças de geometrias complexas se o desenvolvimento da estrutura porosa se realizar no interior de moldes com a geometria requerida, com este processo é possível obter densidades relativas tão baixas como 0,08 e células com diâmetros de 1 a 5mm. Actualmente estes materiais têm vindo a ser testados em componentes automóveis e aeroespaciais.

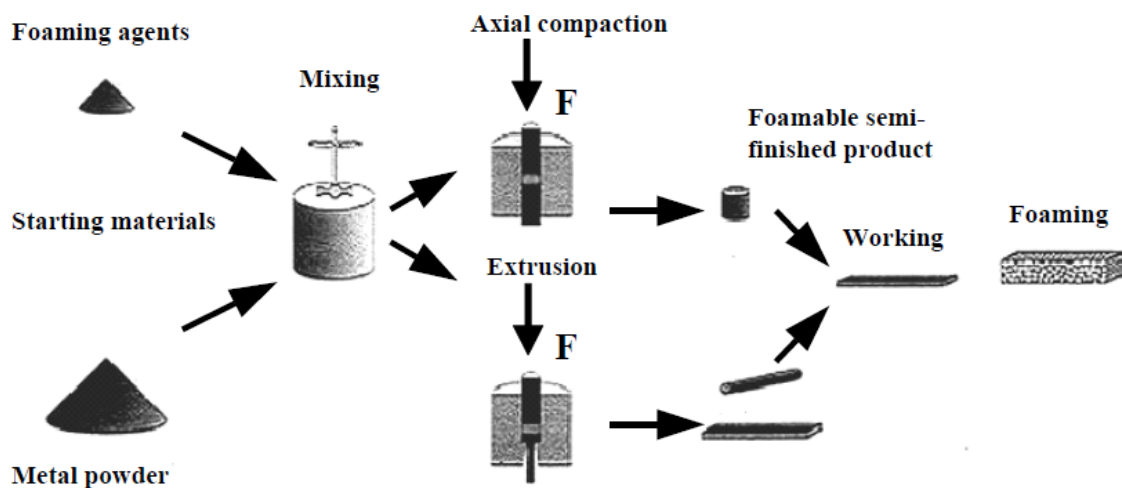


Figura D.5 – Processo de Pulverotecnologia

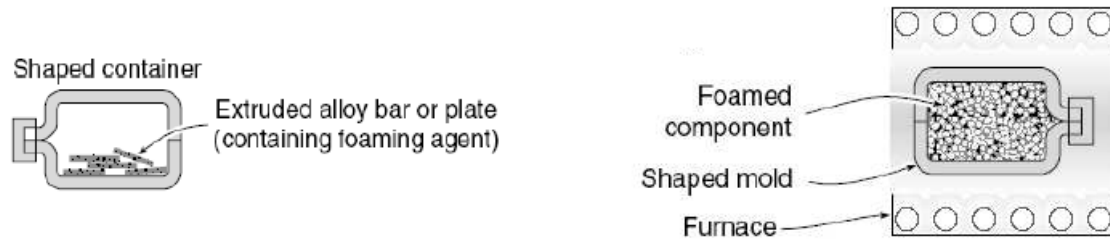


Figura D.6 - Processo de Pulverotecnologia em moldes

## Sinterização de pós

O método mais usual de produção de materiais porosos com porosidade aberta ou inter-ligada consiste na sinterização de pó de metal, sem sofrer compactação. O molde é preenchido por pó e sinterizado sob condições que preservem a máxima percentagem de porosidade. Dependendo do tamanho e da forma das partículas de metal, os valores da densidade relativa variam entre 40% e 60% relativamente à da densidade teórica. É comum a adição de certos agentes poliméricos (*spacing agent*), cuja principal função é aumentar a percentagem de porosidade das espumas. Estes agentes podem ser removidos durante ou após a etapa de sinterização.

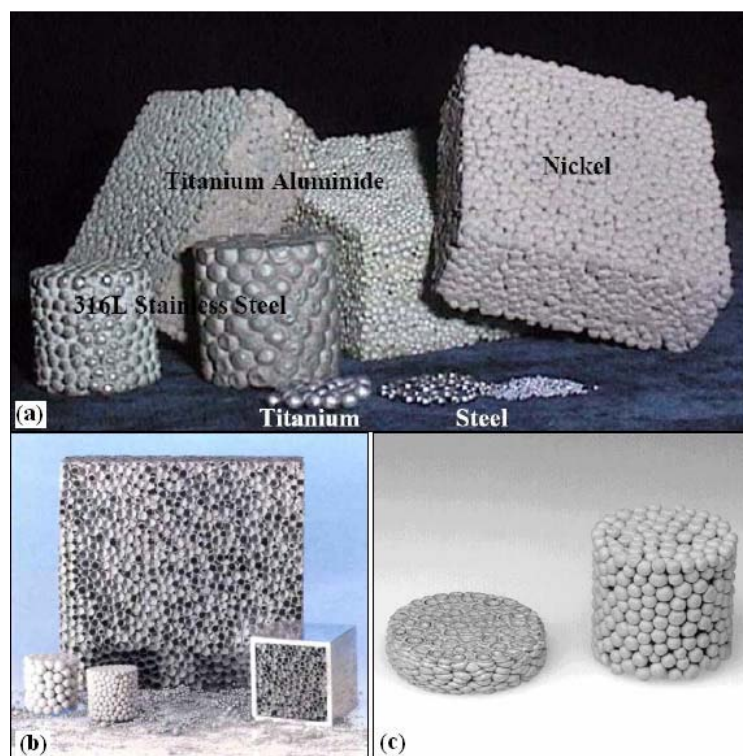


Figura D.7 – Exemplos de materiais obtidos por sinterização

## Produção a partir de partículas ionizadas

Este processo consiste basicamente na metalização de uma espuma de poliuretano de célula aberta e com a mesma estrutura da espuma metálica que se pretende obter, para tal recorre-se aos processos de electrodeposição ou às técnicas PVD.

Embora este método possa ser aplicado na maioria dos metais geralmente aplica-se para o níquel porque o processo apenas tem sido optimizado para este material, é um processo de elevado custo e não é aplicável para o alumínio.

O processo inicia-se com a decomposição do gás  $\text{Ni}(\text{CO})_4$  em Ni e CO aos  $100^\circ\text{C}$  onde o Ni reveste a superfície da espuma de poliuretano. Seguidamente a espuma é aquecida e o substrato polimérico é evaporado o que origina a formação de filamentos ocos. O passo final consiste na densificação dos filamentos (Figura D.8).

Com este processo é possível obter espumas com poros de 0,1 e 0,3 mm de diâmetro e as densidades estão compreendidas entre 0,02 e 0,05.

É um processo de elevado custo e requer controlos ambientais apertados devido ao  $\text{Ni}(\text{CO})_4$  ser demasiado tóxico.

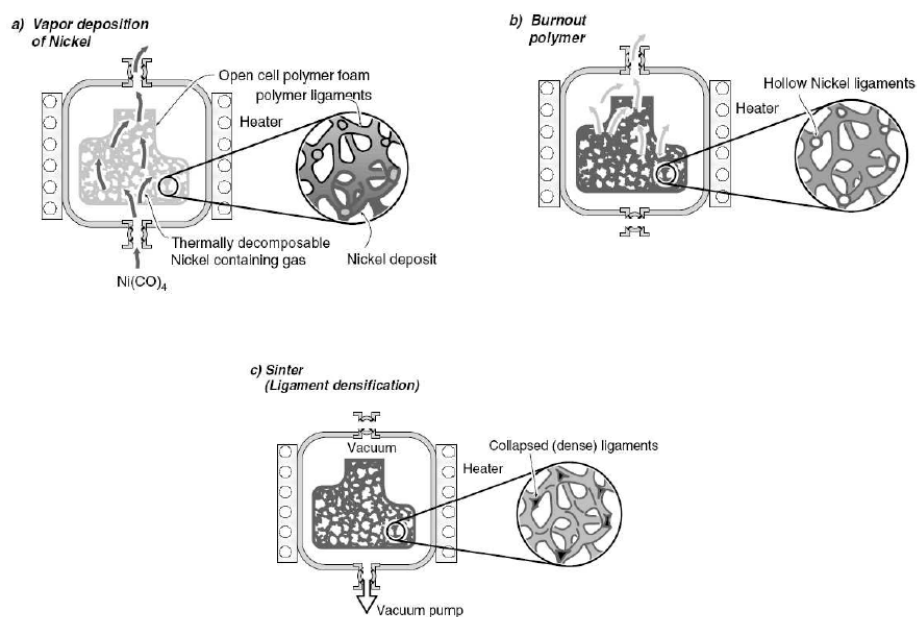
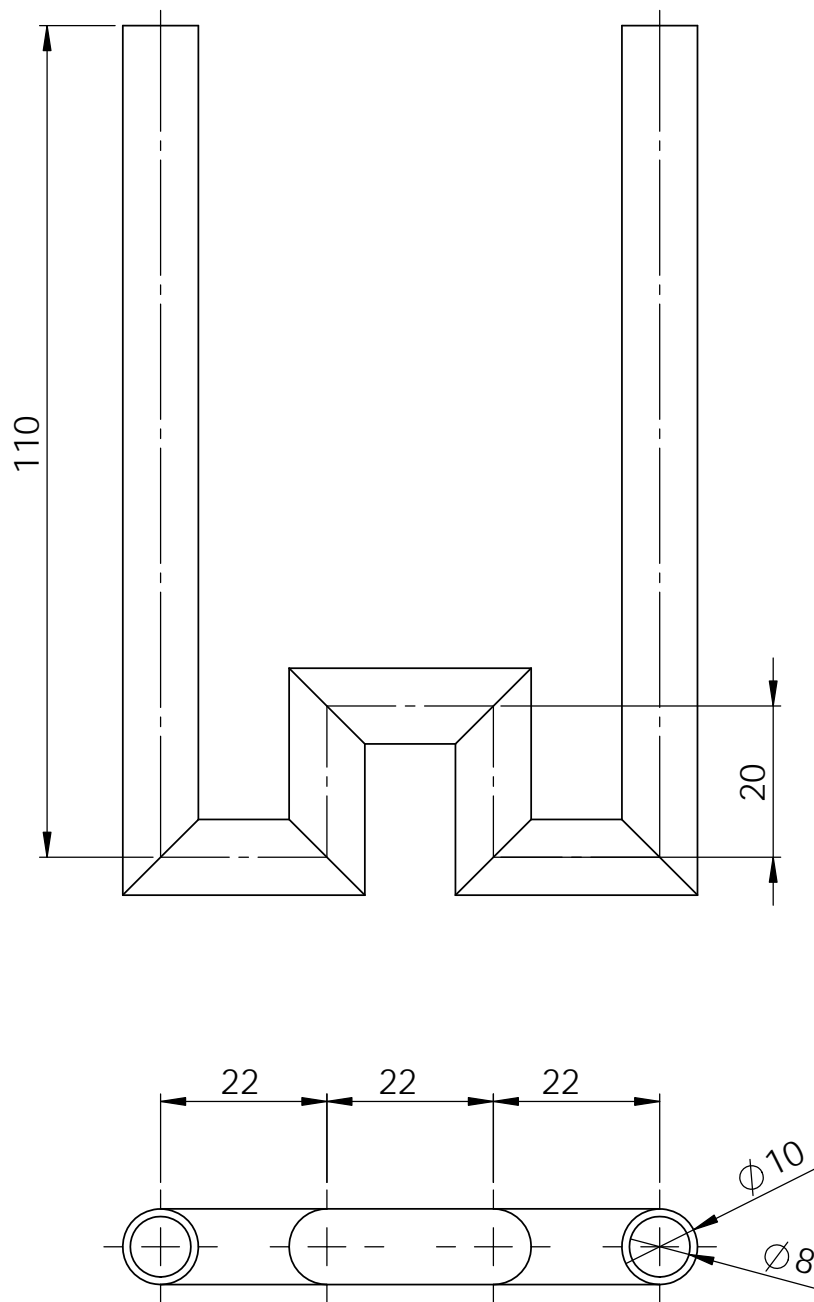
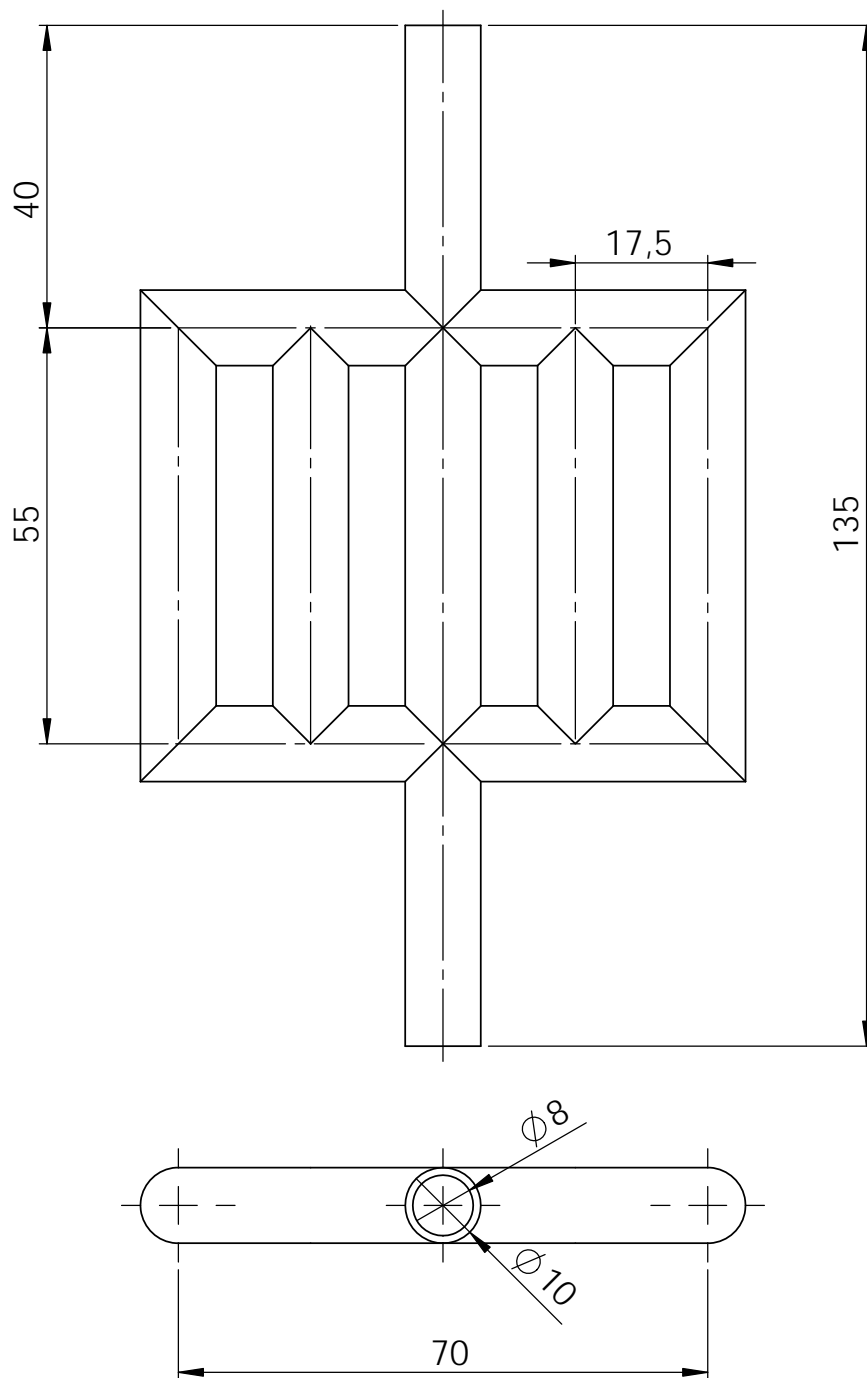


Figura D.8 – Processo a partir de partículas ionizadas

## **Anexo E – Desenhos técnicos**



				Permutadores de Calor Avançados	Hugo Delgado	
					Universidade do Minho	
	Escala:	Escoamento em serpentina			Desenho: 1/1	
	1:1					



				Permutadores de Calor Avançados	Hugo Delgado		
					Universidade do Minho		
	Escala:	Escoamento paralelo			Desenho: 1/1		
	1:1						